

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення та дослідження цангового затискного патрона
з інтегрованим приводом затиску

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

		Євчук В.Д.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Керівник		Буховець В.М.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Нормоконтроль		Кобельник В.Р.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри		Крупа В.В.
	(підпис)	(прізвище та ініціали)
Рецензент		
	(підпис)	(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Крупа В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« » _____ 2025 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Євчуку Валерію Дмитровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення та дослідження цангового затискного патрона
з інтегрованим приводом затиску

Керівник роботи Буховець Валерій Миколайович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «15» 08 2025 року № 4/7-756

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21.12.2025р.

3. Вихідні дані до роботи Конструкторська документація по приводах головного руху та приводах затиску горизонтальних двошпиндельних токарних верстатів з ЧПК; документація по цангових затискних патронах; матеріали робіт в області дослідження цангових затискних патронів для токарної обробки

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ

2. Проектний розділ

3. Науково-дослідний розділ

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Узагальнена структурно-функціональна схема затискної системи токарного верстата

2. Аналіз конструкції традиційних, високоточних, самоналагоджувальних цангових затискних патронів та цангових патронів подвійного затиску

3. Аналіз конструкції патронів для токарної обробки з інтегрованими приводами затиску

4. Загальний вигляд горизонтального двошпиндельного токарного верстату з ЧПК

5. Кінематична схема горизонтального двошпиндельного токарного верстату з ЧПК

6. Шпиндельний вузол горизонтального двошпиндельного токарного верстату з ЧПК

(складальне креслення)

7. Конструкція цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску (складальне креслення)

8. Модель передачі сил у цанговому затискному патроні із сегментною цангою в статичній та процесі усталеного обертання та результати моделювання силових характеристик

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях			
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 03.09.2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Євчук В.Д.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Буховець В.М.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Євчук В.Д. Розроблення та дослідження цангового затискного патрона з інтегрованим приводом затиску. 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2025 р.

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення автоматичного цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску для оснащення токарного верстата з ЧПК та дослідження його силових характеристик в статиці та процесі усталеного обертання. На основі розрахункової схеми передачі сил при затиску у цанговому патроні із сегментною цангою виведено залежність для визначення сумарної радіальної сили затиску в статиці. Проведено проектні розрахунки штока пружинного приводу затиску, пакету тарілчастих пружин та гідравлічного циліндра розтиску цангового затискного патрона.

Розроблено математичні моделі передачі сил в статиці та процесі усталеного обертання цангового затискного патрона із сегментною цангою, а також математичні моделі для визначення питомого тиску в зоні контакту заготовки із сегментами затискної цанги та для визначення питомого тиску в зоні контакту конусної поверхні корпусу із сегментами затискної цанги в статиці. За результатами теоретичних досліджень встановлено вплив коефіцієнтів тертя в стиках цангового затискного патрона, кута нахилу конуса корпусу затискного патрона та осьової сили приводу затиску на радіальну силу затиску заготовки та питомий тиск в зонах контакту сегментів затискної цанги.

Ключові слова: токарний двошпиндельний верстат з ЧПК, цанговий затискний патрон, привід затиску, сила затиску, питомий тиск, математична модель.

ANNOTATION

Yevchuk V.D. Development and study of a collet chuck with an integrated clamping drive. 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2025.

In the qualification work, an important scientific and applied problem of developing an automatic collet chuck with an integrated spring drive of the clamp and a hydraulic drive of the clamp for equipping a CNC lathe and studying its power characteristics in statics and in the process of steady rotation was solved. Based on the calculation scheme of force transmission during clamping in a collet chuck with a segment collet, a dependence was derived for determining the total radial force of the clamp in statics. Design calculations of the spring drive rod of the clamp, the package of disc springs and the hydraulic cylinder of the collet chuck clamping were carried out.

Mathematical models of force transmission in statics and in the process of steady rotation of a collet chuck with a segment collet have been developed, as well as mathematical models for determining the specific pressure in the contact zone of the workpiece with the collet segments and for determining the specific pressure in the contact zone of the conical surface of the body with the collet segments in statics. According to the results of theoretical studies, the influence of the friction coefficients in the collet chuck joints, the angle of inclination of the collet body cone and the axial force of the clamp drive on the radial force of the workpiece clamping and the specific pressure in the contact zones of the collet segments has been established.

Key words: CNC double-spindle lathe, collet chuck, clamping drive, clamping force, specific pressure, mathematical model.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ЦАНГОВИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ ТА ЇХ ПРИВОДІВ	8
1.1. Аналіз структури затискного механізму, як підсистеми токарного верстата	8
1.2. Аналіз конструкції цангових затискних патронів	10
1.2.1. Типи затискних цанг	10
1.2.2. Конструкції традиційних цангових затискних патронів	11
1.2.3. Високоточні цангові затискні патрони	12
1.2.4. Цангові затискні патрони подвійного затиску	14
1.2.5. Самоналагоджувальні цангові затискні патрони	17
1.3. Аналіз конструкції затискних патронів для токарної обробки з інтегрованими приводами затиску	18
1.3.1. Пневматичні затискні патрони	18
1.3.2. Затискні патрони з гідравлічним приводом	22
1.3.3. Затискні патрони з електромеханічним приводом	27
1.4. Огляд існуючих досліджень цангових затискних механізмів для токарної обробки	28
1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	32
2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	37
2.1. Конструкція приводу головного руху та шпиндельного вузла із механізмом затиску токарного верстата з ЧПК	37
2.2. Запропонована конструкція та принцип роботи цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску	40
2.3. Проектування конструкції цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску	42
2.3.1. Вибір затискної цанги	42
2.3.2. Силіві характеристики цангового затискного патрона	43
2.3.3. Проектування штоків інтегрованого приводу затиску	46

2.3.4.	Проектування пакетів тарілчастих пружин інтегрованого приводу затиску	47
2.3.5.	Проектування гідравлічного циліндра розтиску інтегрованого приводу затиску	50
2.4.	Висновки по розділу 2	51
3.	НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	53
3.1.	Модель передачі сил у цанговому затискному патроні із сегментною цангою в статиці та процесі усталеного обертання	53
3.2.	Модель для визначення питомого тиску в зонах контакту заготовки та конусної поверхні із сегментами затискної цанги в статиці	54
3.3.	Моделювання силових характеристик цангового затискного патрона із сегментною цангою	57
3.3.1.	Статичні силові характеристики	57
3.3.2.	Силові характеристики в процесі усталеного обертання	59
3.4.	Дослідження питомого тиску в зоні контакту заготовки із сегментами затискної цанги	62
3.5.	Дослідження питомого тиску в зоні контакту конусної поверхні корпусу із сегментами затискної цанги	63
3.6	Висновки по розділу 3	65
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68
4.1.	Вимоги ергономіки до організації робочого місця оператора горизонтального двошпиндельного токарного верстата з ЧПК	68
4.2.	Освітлення робочих місць машинобудівної дільниці	71
4.3	Надзвичайні ситуації техногенного характеру	74
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	84
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	87
	ДОДАТКИ	92

ВСТУП

Сучасні токарні верстати з ЧПК забезпечують високошвидкісне та високоточне точіння та дозволяють обробляти дрібні партії різних типів деталей. Хоча на продуктивність обробки на токарних з ЧПК впливають структурні характеристики верстата та окремі елементи різального інструменту, найважливішим фактором є ступінь інтеграції між верстатом, заготовкою та інструментом. Тому важливу роль відіграє продуктивність затискного патрона, встановленого на шпинделі токарного верстата, який повинен забезпечити точний та стабільний затиск заготовки. Оскільки затискний патрон має значний вплив на процес обробки, необхідно надавати пріоритет його конструкції технології виготовлення. Під час розроблення затискного патрона необхідно враховувати точне позиціонування заготовки відносно осі при затиску, а також підтримку зусилля затиску.

Сучасні виробничі системи прагнуть оптимізувати виробництво та підвищити продуктивність, тому методи скорочення часу обробки стають одним із важливих завдань. Тому зростає попит на швидкодіючі цангові затискні патрони з автоматизованими функціями, які можуть підвищити ефективність процесу обробки, максимально скоротивши час налагодження та затиску пруткових заготовок.

Тому розроблення автоматичного цангового затискного патрона з інтегрованим приводом затиску для багаторозмірної токарної обробки, який може здійснювати автоматичний затиск заготовок різних розмірів, в тому числі без зупинки шпинделя, є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ЦАНГОВИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ ТА ЇХ ПРИВОДІВ

1.1. Аналіз структури автоматичних затискних механізмів, як підсистеми токарного верстату

Автоматичні затискні механізми токарних верстатів застосовуються для закріплення заготовок в процесі токарної обробки. Вони складаються із приводу 1, передавального механізму 2, затискного пристрою 3 та вузла керування 4 (рис.1.1.) [1-3].

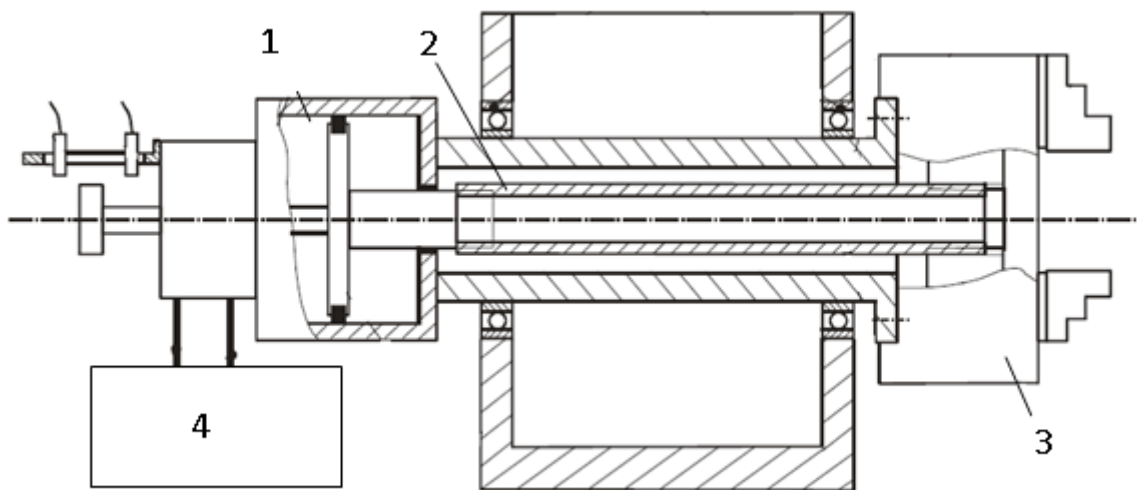


Рисунок 1.1 – Типова схема автоматичного затискного механізму токарного верстата

Привід затискного пристрою у більшості випадків здійснюється від загального приводу верстата або від індивідуального гідро-, пневмо-, або електродвигуна [1-3]. Привід може здійснювати як затискання так і розтискання, або тільки одну з цих функцій. Тоді іншу функцію виконує сила пружності пружин. Протягом усього часу обробки деталі затиск заготовки з необхідною силою здійснюється самим приводом, або за рахунок пружності ланок механізму після його замикання; у другому випадку після затиску привід може відключатися [1-3].

Передавальний механізм від приводу до затискних елементів затискного

пристрою забезпечує перетворення руху та отримання необхідних сил та переміщень. Як правило, структура передавального механізму залишається постійною. Вузол керування дозволяє при використанні електро-, гідро- та пневмоприводу здійснювати автоматичне керування силою затиску в процесі обробки.

Аналіз літературних джерел [1-3] показав, що затискні системи токарних верстатів мають загальну структурну і функціональну схеми (рис. 1.2). Ці схеми не залежать від її призначення, конструктивного виконання та схеми роботи. Узагальнена структурно-функціональна схема затискної системи включає [1-3]:

- джерело і перетворювач енергії (ПЕ);
- вузол управління (ВУ);
- привод (Пр) з передавально-підсилювальними механізмами (ППМ), регулювальною (РЛ) та пружною (ПЛ);
- виконавчий механізм (затискний пристрій (П)).

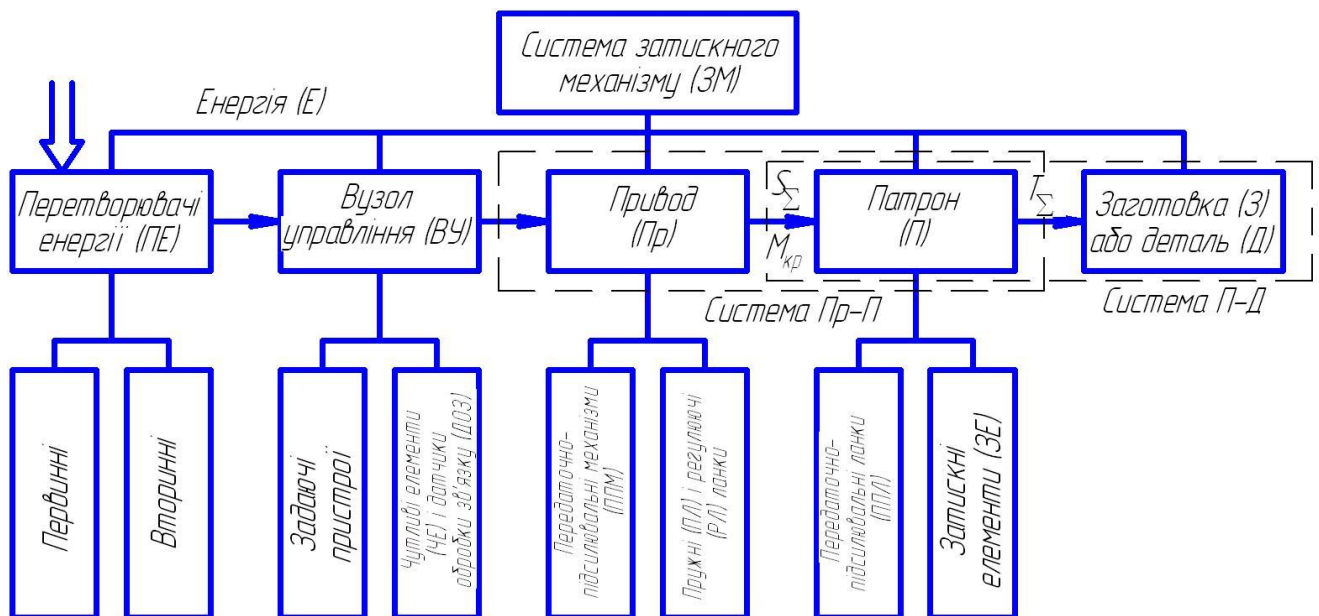


Рисунок 1.2 – Узагальнена структурно-функціональна схема затискної системи

Затискний пристрій має затискні елементи (ЗЕ), розташовані в одному чи декількох місцях. Він містить також передавально-підсилювальні ланки (ППЛ). ППЛ забезпечує перетворення сили і переміщення (як правило, сили збільшує,

переміщення зменшує) [1-3]. В будь-якій затискній системі є ряд підсистем. Але основними підсистемами є підсистеми патрон-деталь (П-Д) і привод-патрон (Пр-П). Кожна з цих підсистем, в свою чергу, може мати певну кількість ланок і бути складною [1-3].

1.2. Аналіз конструкції цангових затискних патронів

1.2.1. Типи затискних цанг

Усі цанги можуть бути розбиті на три типи (рис. 1.3.) [1-3].

Цанги натискного типу (рис. 1.3, а) мають конус із вершинною, повернутою від шпинделя. Для затиску заготовки необхідно створити силу, яка втискає цангу в конус затискного патрона. Переваги таких цанг: конструктивно прості і добре працюють на стиск. Недоліки: осьова сила, що діє на цангу, прагне розкрити її; можливе передчасне затискання цанги при подачі прутка; шкідливий вплив на упор; спостерігається незадовільний центрування цанги в шпинделі [1-3].

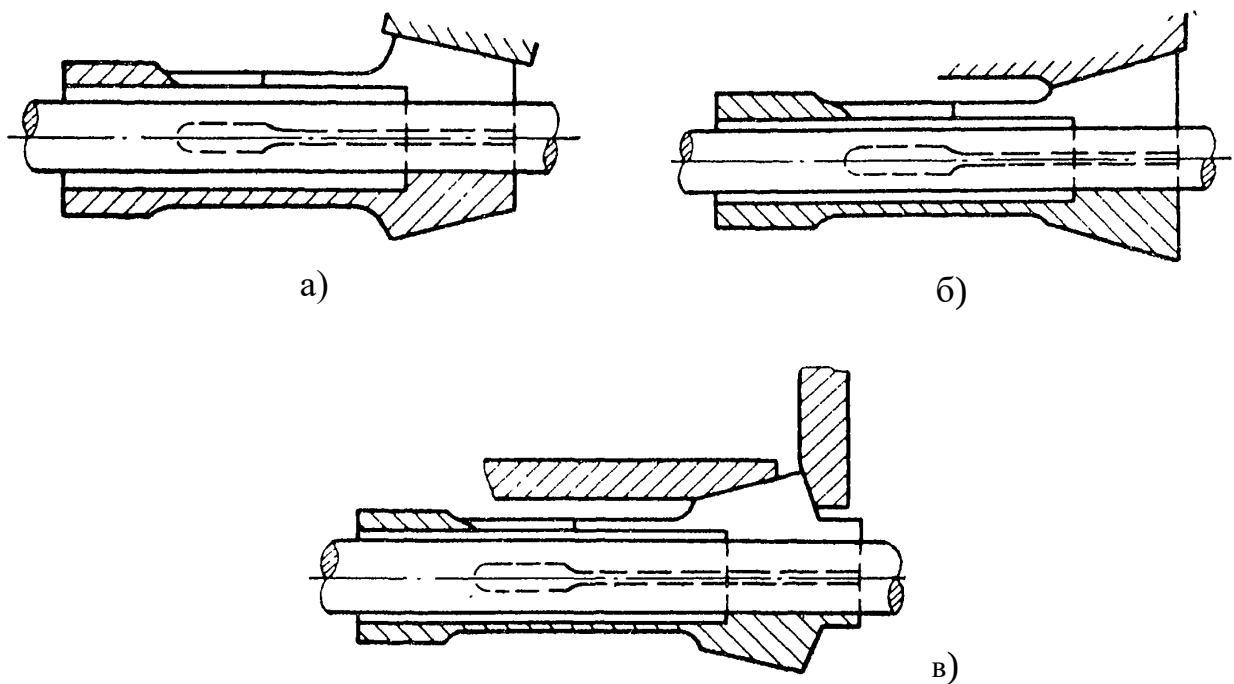


Рисунок 1.3 – Типи затискних цанг: а) натискного типу; б) тягнучого типу; в) нерухомого типу

Цанги тягнучого типу (рис. 1.3, б) мають конус із вершиною, повернутою в сторону шпинделя. Для затиску заготовки необхідно створити силу, яка втягує цангу в конус затискного патрона. Переваги: хороше центрування заготовок; не виникає заклинювання при подачі прутка до упору; осьові сили приводу затягують цангу, збільшуючи сили затиску. Недоліки: конічний отвір шпинделя порівняно швидко зношується; різьба на цангах часто виходить з ладу; наявне відведення прутка від упору при затиску.

Цанги нерухомого типу (рис. 1.3, в), що працюють за рахунок осьового переміщення втулки з конічним отвором. Така конструкція дозволяє уникнути більшості недоліків, властивих попереднім конструкціям цанг. Суттєвий недолік: збільшення радіальних габаритних розмірів затискного патрона.

1.2.2. Конструкції традиційних цангових затискних патронів

Конструкція цангового затискного патрона тягнучого типу приведена на рис. 1.4 [1]. Затиск-розтиск прутка здійснюється при русі труби затиску 1, яка з'єднана за допомогою різьбового з'єднання із цанговою втулкою 2, що входить у конічну поверхню корпусу 3 затискного патрона, приєднаного за допомогою болтів 6 до шпинделя 5 токарного верстата. При русі труби затиску 1 вліво цангова втулка 2 стискає нерухому цангу 4 і відбувається затиск прутка. При русі труби затиску 1 вправо пруток розтискається.

Конструкція цангового затискного патрона з нерухомою цангою приведена на рис. 1.5 [4]. Він складається із корпусу 5, у якому встановлена натискна гільза 3, що взаємодіє своєю внутрішньою конічною поверхнею із затискною цангою 6. Для запобігання осьового зміщення цанги 6 на передньому кінці корпусу 5 передбачена упорна гайка 7. Корпус 5 прикріплений до переднього кінця шпинделя 1 токарного верстата. Для затиску штучних заготовок передбачений упор 2.

При затиску заготовки на цангу 6 діє натискна гільза 3, під дією якої цанга стискається без осьових переміщень.

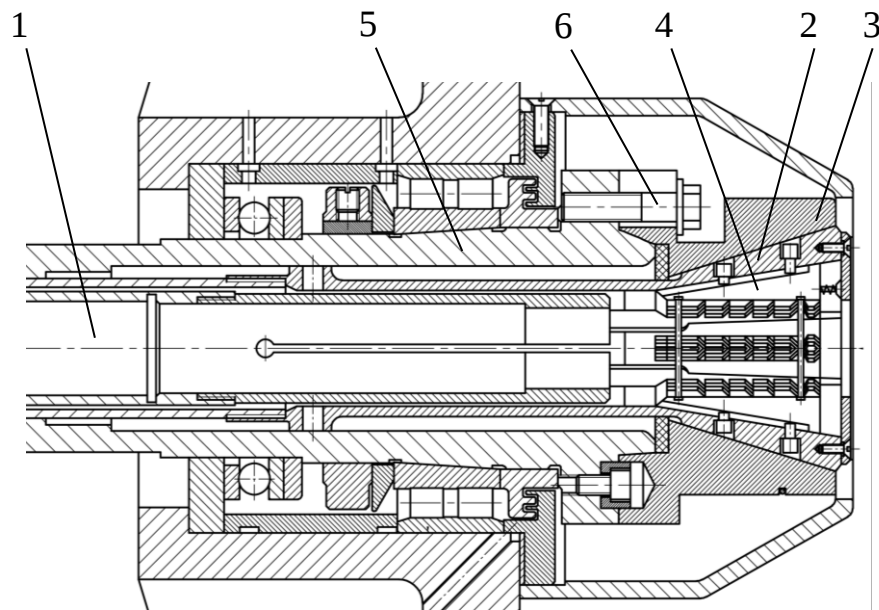


Рисунок 1.4 –Конструкція цангового затискного патрона тягнучого типу

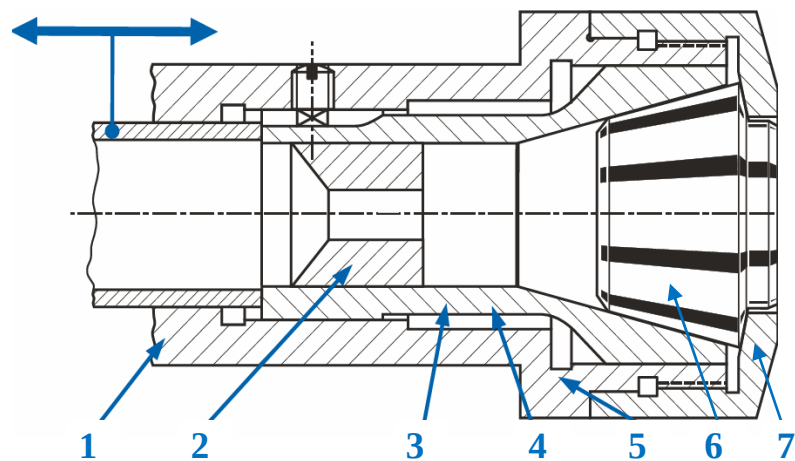


Рисунок 1.5 –Конструкція цангового затискного патрона натискного типу

1.2.3. Високоточні цангові затискні патрони

Високоточні цангові затискні патрони найчастіше мають нерухому в осьовому напрямку циліндричну цангу [1, 3]. Їх застосування підвищує точність обробки деталей по довжині, що дозволяє виключити операцію «вторинна підрізка торця» за рахунок забезпечення стабільного осьового положення прутка після затиску в межах 0,03...0,05 мм [1, 3].

Конструктивні схеми високоточних цангових затискних патронів, синтезованих із застосуванням диференційно-морфологічного та генетико-

морфологічного методу приведені на рис. 1.6. [1, 5].

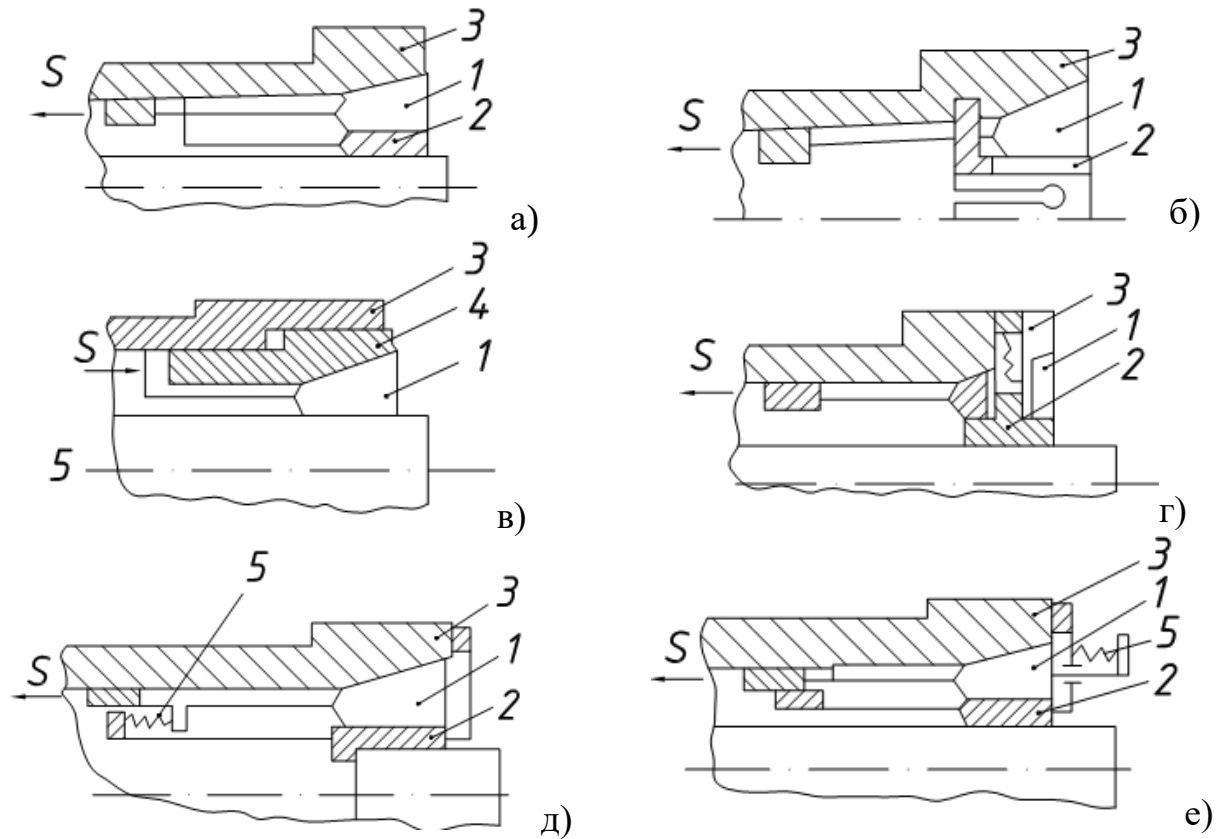


Рисунок 1.5 – Синтезовані схеми високоточних цангових патронів: а, б) з нерухомою циліндричною цангою 2 при затяжній основній цанзі 1 що взаємодіє по конусу зі шпинделем 3; в) з нерухомою основною цангою 1 і конусною натискною втулкою 4; г) з циліндричними пружними вкладишами 2, які радіально переміщаються; д, е) з пружною циліндричною цангою 2 і пружиною 5 (всередині або зовні)

На багатошпиндельних токарних автоматах замість змінних вкладишів може застосовуватися змінна циліндрична цанга 3 [1, 6], що не приводить до зміни конструкції затяжної цанги 2 (рис.1.6). Вона виконана як одне ціле з фланцем, що жорстко зв'язаний зі шпинделем 7 за допомогою гвинтів 4. Пружна частина фланця має концентричні пази. Такі цангові патрони призначені тільки для каліброваних прутків. Використання високоточних цангових патронів з пружним фланцем призводить до стабілізації радіальної жорсткості системи патрон-деталь по кутовій координаті, що забезпечує підвищення динамічної якості системи шпиндель-патрон-деталь, зменшення

похибок форми оброблюваних деталей та зменшення припусків на наступні операції [1, 6].

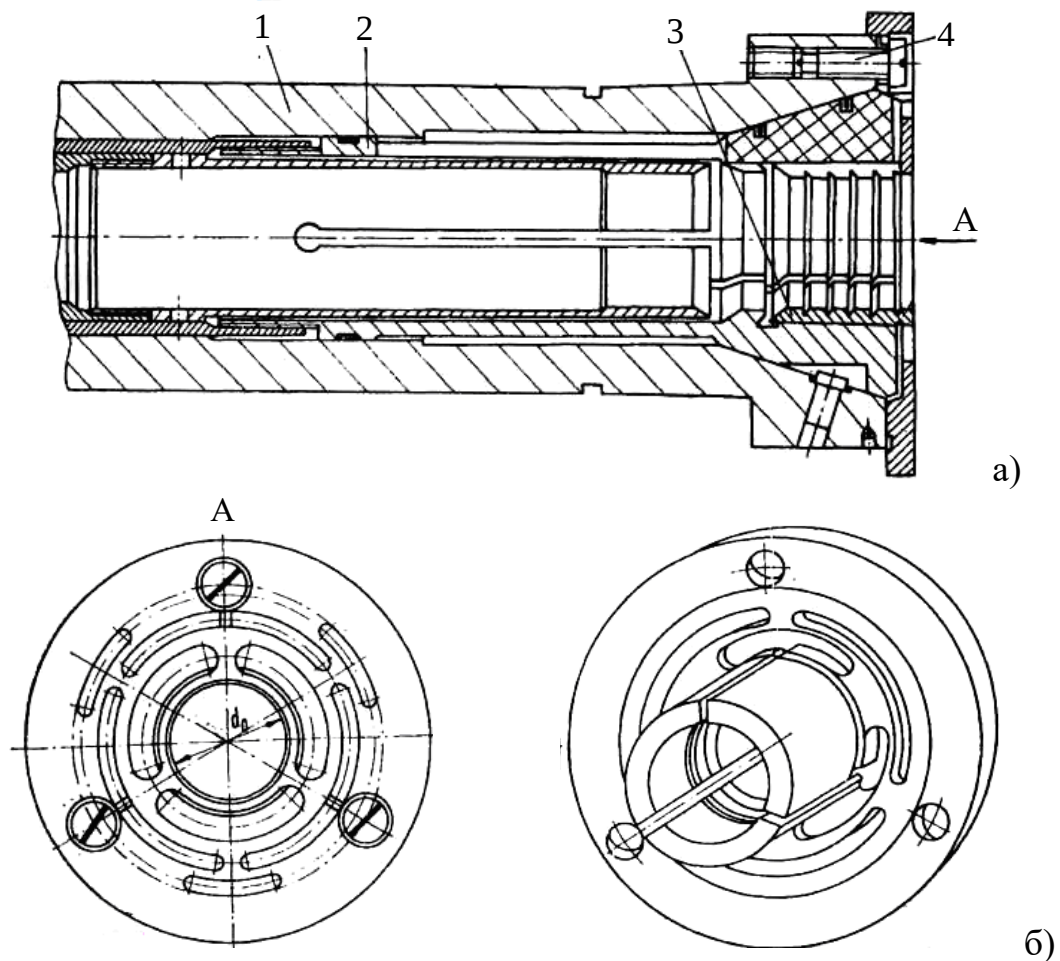


Рисунок 1.6 – Конструкція високоточного цангового патрона з пружним фланцем для оснащення багатошпindelних токарних автоматів (а) та спеціальна цанга з пружним фланцем (б)

1.2.4. Цангові затискні патрони подвійного затиску

Цангові затискні патрони подвійного затиску забезпечують високу жорсткість закріплення заготовок завдяки затиску по двох поверхнях на певній віддалі одна від одної [1, 6]. Це сприяє підвищенню режимів різання (продуктивності обробки), а також гарантує високу точність обробки та якість обробленої поверхні.

Деякі конструктивні схеми цангових патронів подвійного затиску, синтезованих із застосуванням диференційно-морфологічного та генетико-

морфологічного методу приведені на рис. 1.7. [1, 5].

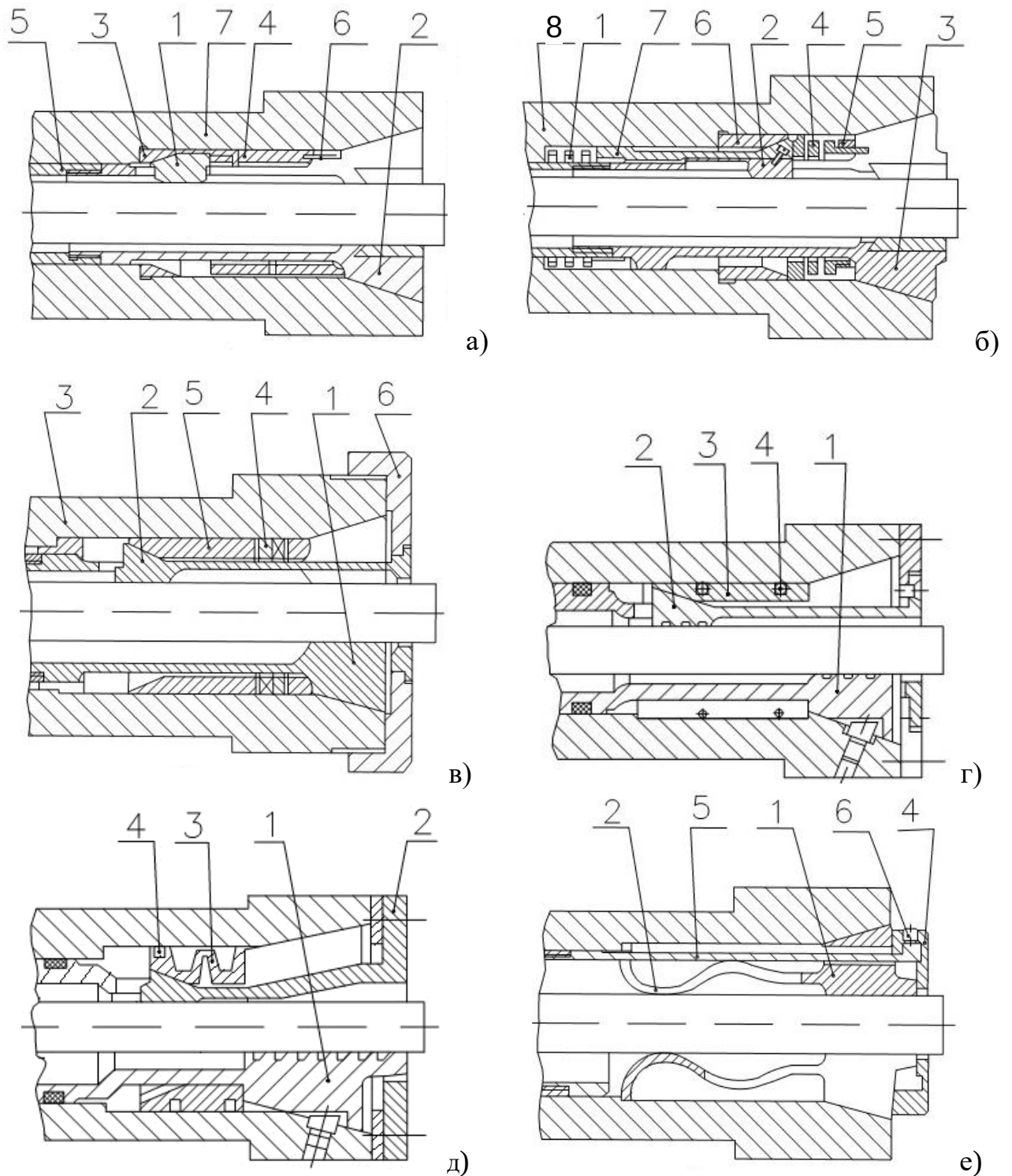


Рисунок 1.7 – Деякі синтезовані конструктивні схеми цангових патронів подвійного затиску: а) з клиновими кулачками 1, розміщеними в прорізах цанги 2; б) з підпружиненою цангою 1, змінні вкладиші 2 якої розміщені в прорізах основної цанги 3; в), г), д) із додатковою цангою 2, нерухомою в осьовому напрямку; е) із пружною частиною 2 пелюсток основної цанги 1

На рис. 1.8. приведений цанговий патрон подвійного затиску для токарно-револьверного верстата з двоконусною цангою 7. У корпусі патрона 5 розташована натискна втулка 6. Вона взаємодіє з переднім конусом цанги 7. Задній конус цанги 7 притискається до конічного отвору втулки 3. Втулка 6 з'єднана з гідроциліндром затиску стаканом 4. Його три виступи встановлені в поздовжніх прорізах цанги. Окрім того, вони з'єднані байонетним замком з втулкою 6 і зафіксовані від повороту гвинтами. Затиск заготовки відбувається при переміщенні стакану 4 вліво, який передає зусилля через втулку 6 нерухомій здвоєній цанзі 7. Для додаткової підтримки прутка служить подавальна цанга 2. При подачі прутка вона по зовнішньому конусу впирається в корпус втулки 3. При розтиску напрям зусилля приводу змінюють на протилежне.

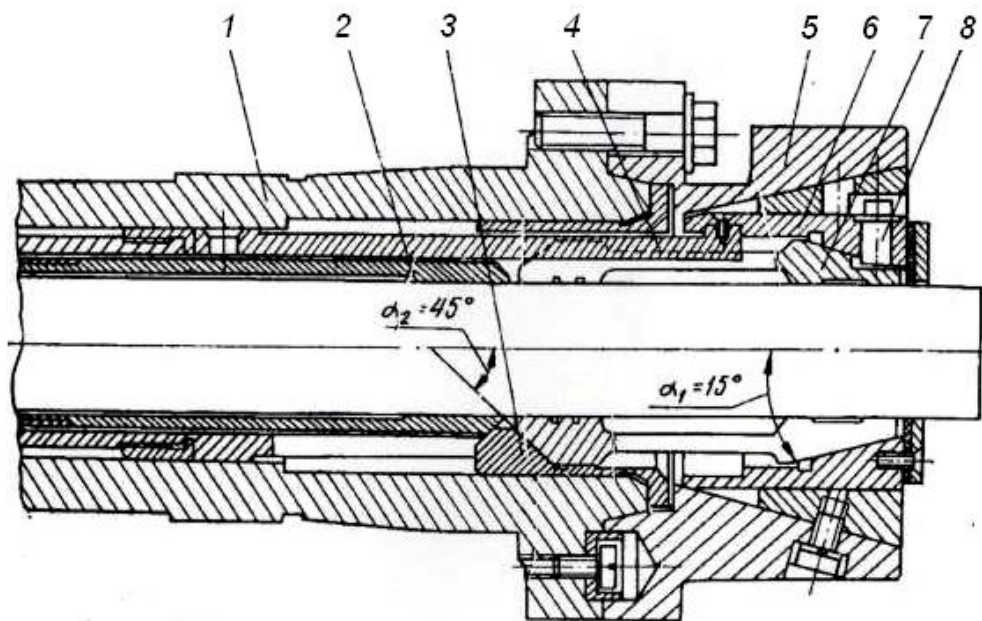


Рисунок 1.8 – Конструкція високоточного цангового патрона з пружним фланцем для оснащення багатопиндельних токарних автоматів (а) та спеціальна цанга з пружним фланцем (б)

Основними перевагами цангових патронів подвійного затиску в порівнянні з одинарним є [1]: висока радіальна жорсткості; низьке значення осевого відтягування прутка при затиску; стабільна радіальна жорсткість по кутовій координаті; забезпечення малих величин припусків під подальшу чистову обробку.

1.2.5. Самоналагоджувальні цангові затискні патрони

Самоналагоджувальні цангові затискні патрони забезпечують надійний затиск гарячекатаних прутків [1]. Самоналаштування в них здійснюється за рахунок того, що пружні затискні елементи слідкують за розміром заготовки (прутка), вибираючи зазори або зводячи їх до мінімуму. Самоналагоджувальні цангові затискні патрони (СЦП) синтезовані диференційно-морфологічним методом [1] приведені на рис. 1.9.

У багатошпindelних токарних автоматах доцільно застосовувати СЦП, приведені на рис. 1.9, а. Вони містять цангу 1, клини 2 з кутом у межах кута самогальмування, що підпружинені пружиною 3 відносно упорного диска 4. Для одношпindelних токарних автоматів та токарно-револьверних верстатів доцільно застосовувати СЦП з натисковою втулкою 5 (рис. 1.9, б), де упором пружин 3 служить гайка 4, нагвинчена на шпindel.

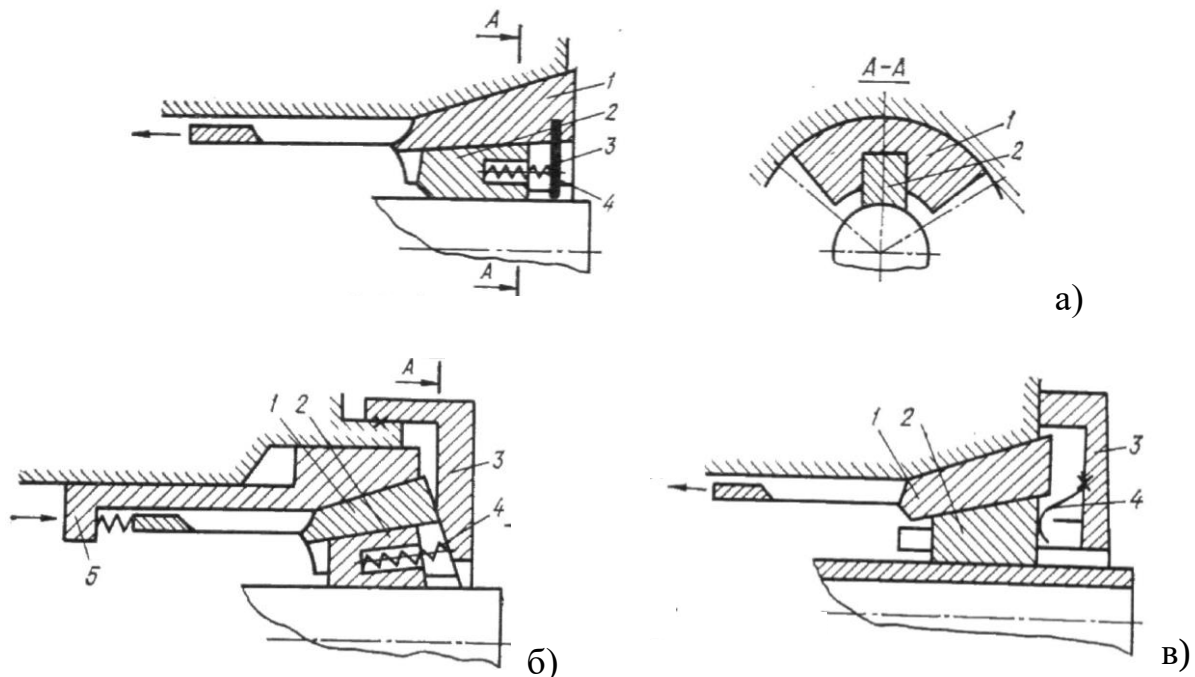


Рисунок 1.9 – Деякі синтезовані конструктивні схеми самоналагоджувальних цангових патронів

Для затиску тонкостінних труб з рівномірно розподіленим зусиллям доцільно застосовувати патрони (рис. 1.9, в) з великим числом затискних

елементів. Ці затискні елементи повинні розташовуватися у вікнах фланця і повинні бути підпружинені, наприклад, мембраною 4.

1.3. Аналіз конструкції затискних патронів для токарної обробки з інтегрованими приводами затиску

1.3.1. Пневматичні затискні патрони

Більшість механізованих патронів приводяться в дію гідравлічними або пневматичними циліндрами розташованими на задньому кінці шпинделя за допомогою тяги, що проходить через отвір шпинделя. Це зменшує можливості для обробки прутків, труб. Перевагами пневматичних затискних патронів є наявність великого наскрізного отвору для обробки прутків і труб усіх стандартних діаметрів, надійний затиск завдяки високим затискним зусиллям, можливість оснащення токарних верстатів без гідравлічного приводу затиску, просте керування патроном [7 – 9].

Ряд провідних світових виробників, які спеціалізуються на випуску затискного оснащення для токарних робіт, пропонують на ринку пневматичні кулачкові затискні патрони, призначені для оснащення токарних верстатів, а саме: фірма SCHUNK серії ROTA TP [7]; фірма RÖHM GmbH серії LVE [8]; фірма SMW-AUTOBLOK серій SP, SP-ES, SP-L [9]; фірма Kitagawa серії UVE-K [10].

Конструкція пневматичного кулачкового затискного патрона клинового типу серії ROTA TP фірма SCHUNK приведена на рис. 1.10. Він складається із корпусу 10, в який вмонтований пневматичний циліндр 4. Пневматичний циліндр 4 під час зупинки живиться стисненим повітрям від розподільного кільця 1, яке захищене кришкою 2, що запобігає проникненню бруду та стружки, з розташованими в ньому профільними кільцевими ущільненнями 3. Під дією тиску поршень переміщається по напрямній втулці 8 вздовж осі

патрона та приводить в дію через клиновий шток 7 затискні кулачки 5, які переміщуються радіально.

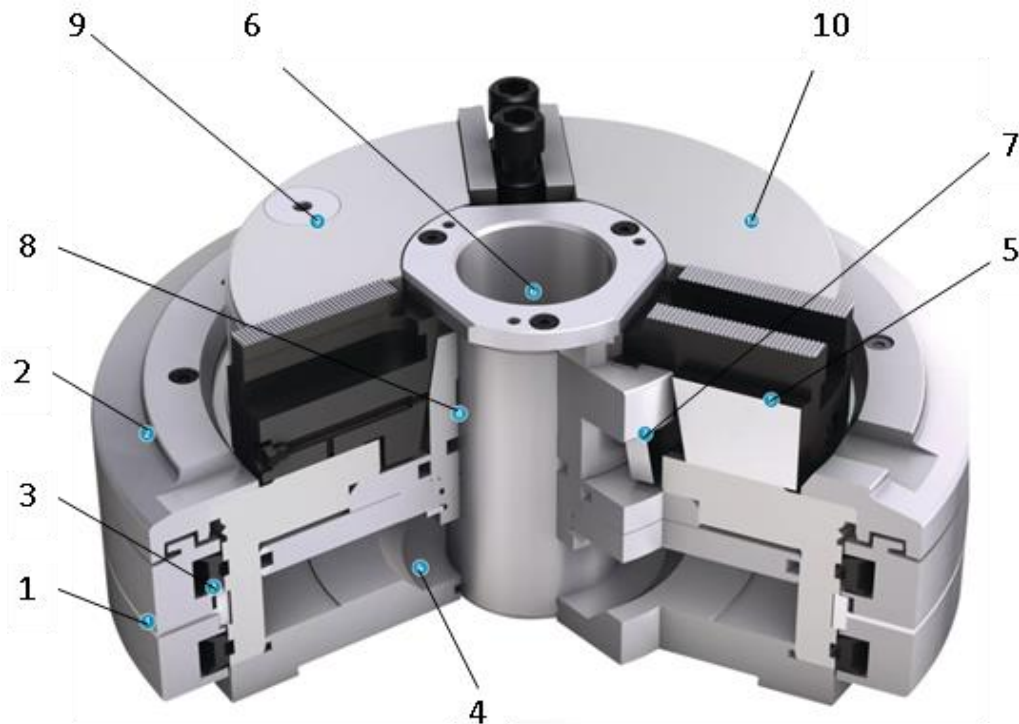


Рисунок 1.10 – Конструкція пневматичного кулачкового затискного патрона клинового типу серії ROTA TP фірми SCHUNK

Отвори в двох еластичних радіально деформованих профільних ущільненнях дозволяють стисненому повітрю проходити через подвійний зворотний клапан 9 до однієї з двох напірних камер. Клапан відповідає за підтримку тиску і таким чином забезпечує постійне зусилля затискання. Подвійний зворотний клапан контролює наповнення напірної камери та одночасну примусову вентиляцію другої напірної камери. Профільні ущільнення, завдяки своїй еластичності, піднімаються з корпусу патрона завдяки вентиляції ліній подачі і тому не піддаються зносу під час обертання патрона.

Система подачі повітря із подвійним зворотнім клапаном приведена на рис 1.11.

Аналогічну конструкцію мають пневматичні затискні патрони серії LVE фірми RÖHM GmbH, серій SP, SP-ES, SP-L фірми SMW-AUTOBLOK та серії UVE-K фірми Kitagawa.

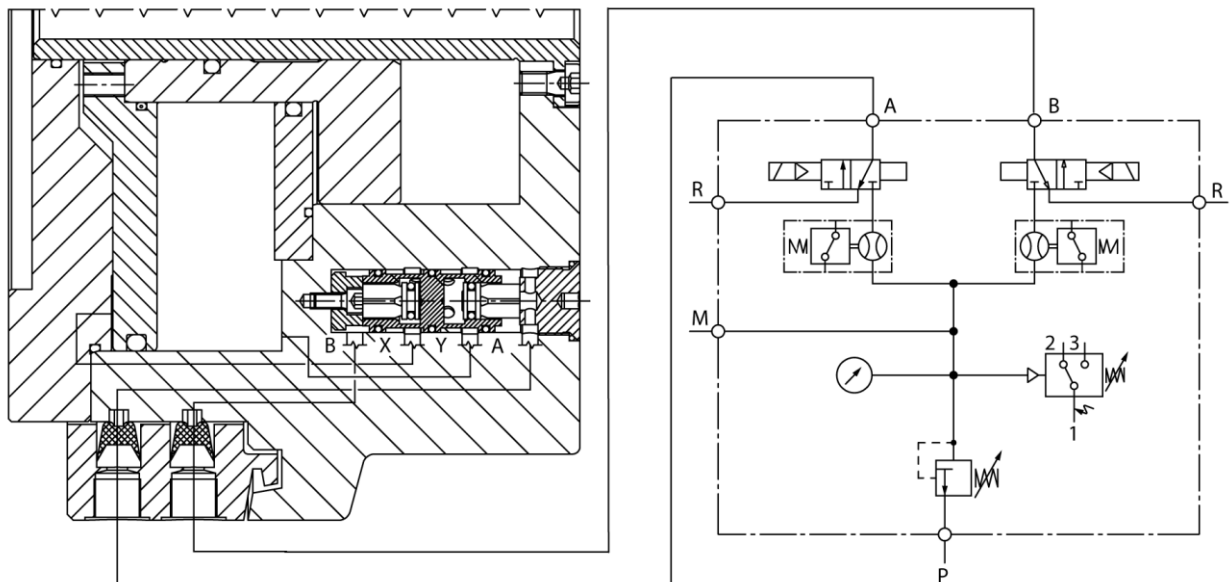


Рисунок 1.11 – Система подачі повітря із подвійним зворотнім клапаном пневматичного кулачкового затискного патрона клинового типу серії ROTA TP фірми SCHUNK

Цанговий затискний патрон із пружинним затиском та пневматичним розтиском серії FB фірми Lextra Inc [11] приведений на рис. 1.12. Перевагами затискного патрону є: використання повітря лише для відкриття патрона, завдяки тому, що сила пружин утримує заготовку під час обробки і вона залишається затиснутою, навіть якщо тиск повітря зникає; можливість регулювання сили затиску шляхом затягування або послаблення цанги; можливість зменшення сили затиску шляхом видалення пар пружин всередині патрона [11]. Затискний патрон містить корпус 1 у вигляді пневмоциліндра, в середині якого розташований підпружинений пружинами 9 поршень 3, виконаний як одне ціле з муфтою силового замкнення з фасонним профілем, нерухомий фланець 2, жорстко зв'язаний з корпусом, тіла кочення 6, що контактують з одного боку з фасонним профілем муфти силового замкнення, з другого – з конічною поверхнею нерухомого упору 10, а з третього – з торцем підпружиненого штовхача 4 з внутрішньою конічною поверхнею, яка взаємодіє з відповідним зовнішнім конусом нерухомої затискної цанги 5. Кільце 8 та корпус 7 ущільнювача використовуються для подачі повітря до затискного патрона. При зупиненому шпинделі, клапан впускає повітря в корпус 7 ущільнювача, притискаючи його вперед до задньої частини патрона.

Поверхня ущільнювача герметизується біля корпусу патрона і дозволяє повітрю створювати тиск всередині патрона, змушуючи поршень 3 рухатися вперед. Після затиску повітря в корпусі ущільнювача випускається в атмосферу.

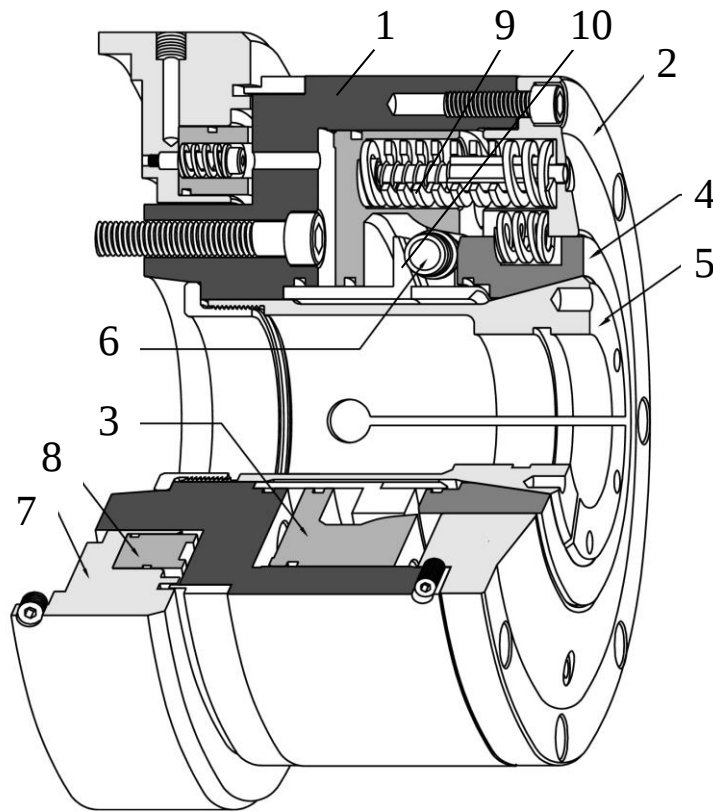


Рисунок 1.12 – Цанговий затискний патрон із пружинним затиском та пневматичним розтиском серії FB фірми Lexair Inc

Цанговий затискний патрон із пружинним затиском та пневматичним розтиском фірми Systec [12] приведений на рис. 1.13. Затискний патрон містить корпус цанги 1, який приєднаний до корпусу пневмоциліндра 2, в середині якого розташований підпружинений пружинами 4 поршень 3. Поршень 3 взаємодіє через привідну втулку 5 з внутрішньою конічною поверхнею із відповідним зовнішнім конусом нерухомої затискної цанги 6. Затискна цанга 5 переднім кінцем впирається у гайку 7, нагвинчену на корпус 1.

Під час зупинки пневмоциліндр 2 живиться стисненим повітрям від нерухомого розподільного кільця 8 з розташованими в ньому профільними кільцевими ущільненнями.

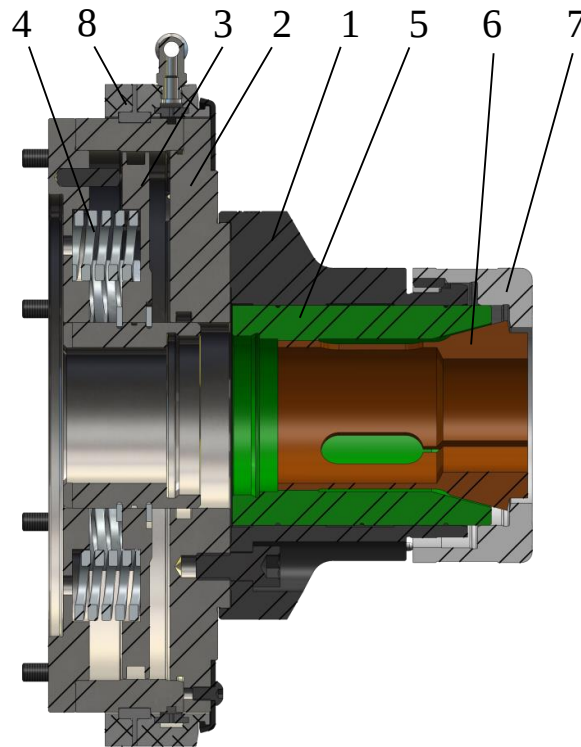


Рисунок 1.13 – Цанговий затискний патрон із пружинним затиском та пневматичним розтиском фірми Systec

1.3.2 Гідравлічні затискні патрони

Гідравлічні цангові затискні патрони, призначені для оснащення токарних верстатів, пропонують на ринку фірми JATO Precision (мод. CHP206-42BZI), NORTFIELD (мод. 5C-400-HYD) DRAKE PRECISION TECHNOLOGY (серія JHB) та ін.

Гідравлічний цанговий затискний патрон з цангою тягнучого типу серії JHB фірми DRAKE PRECISION TECHNOLOGY [13] складається із корпусу 1, на передній частині якого виконаний конічний отвір, та фланця 2, який приєднаний гвинтами до корпусу 1. В задній частині корпусу 1 виконаний отвір, який закритий фланцем 2, що утворює порожнину гідравлічного циліндра. У цій порожнині встановлений поршень 3, до якого за допомогою різьбового з'єднання приєднана затискна цанга 4. Для подання масла при затиску (розтиску) порожнини зліва і справа поршня 3 з'єднані за допомогою отворів із підвідною втулкою 5. При подачі масла у праву частину гідроциліндра поршень 3 рухається вліво, тягне за собою цангу 4, яка входячи у

конічний отвір корпусу 1, стискає пелюстки та затискає заготовку. Розтиск відбувається при подачі масла у ліву частину гідроциліндра.

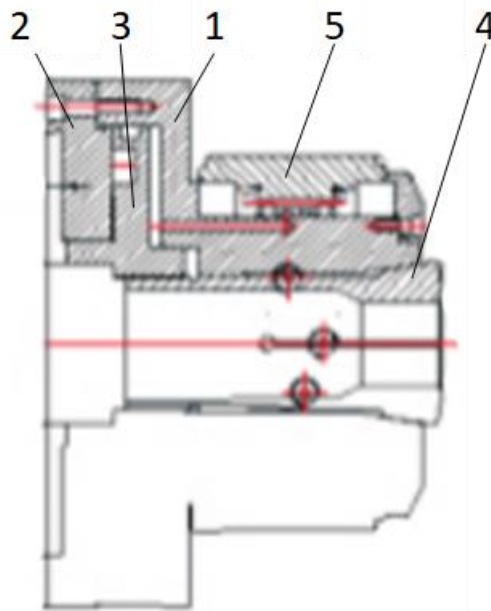


Рисунок 1.14 – Гідравлічний цанговий затискний патрон з цангою тягнучого типу серії JHB фірми DRAKE PRECISION TECHNOLOGY

Гідравлічний цанговий затискний патрон з нерухомою цангою, запатентований фірмою SHENGHE PREC MACHINERY ZHEJIANG CO LTD [14], приведений на рис. 1.15.

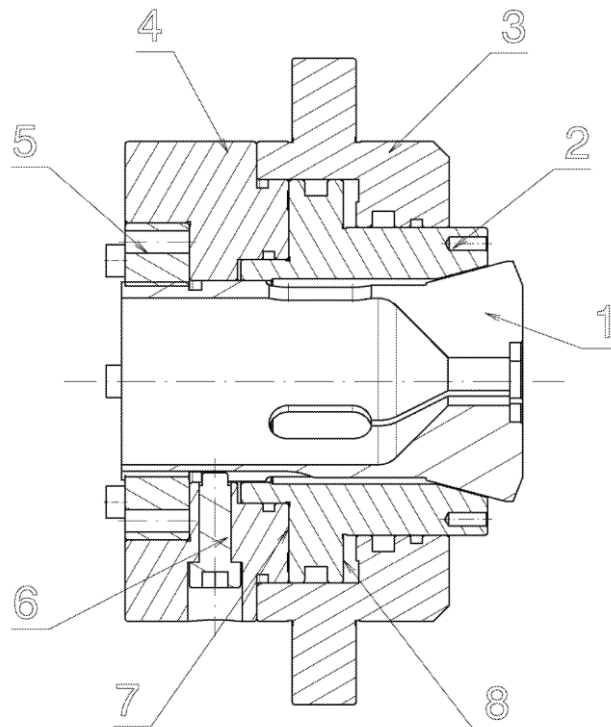


Рисунок 1.15 – Гідравлічний цанговий затискний патрон по патенту CN218696051

Він складається із передньої 3 та задньої 4 частин корпусу, які утворюють дві порожнини циліндра 7 та 8, натискної втулки 2 виконаної заодно із поршнем та пружинної затискної цанги 1. Під дією тиску масла в порожнинах 7 або 8 поршень із натискною втулкою 2 затискає або розтискає пружинну затискну цангу 1, тим самим забезпечуючи затискання та розтискання заготовки. У частині корпусу 4 встановлено штифт 6, що запобігає провертанню пружинної затискної цанги 1. На задньому кінці частини корпусу 4 встановлено регулювальну гайку 5, яка нагвинчена на задній кінець пружинної затискної цанги 1. Вона центрує пружинну затискну цангу 1 по осі патрона та регулює її осьове положення.

Затискний патрон з індивідуальним гідравлічним приводом затискних елементів, запатентований фірмою FORKARDT PAUL GMBH [15], приведений на рис. 1.16. Він складається із корпусу 2, в якому радіально через 120° виконані три ступінчасті отвори для штоків 8 з поршнями 7. До кінців поршнів 7 приєднані затискні елементи 6, які взаємодіють із заготовкою. Отвори, в якому розташовані поршні 7 закриті кришками 10. Робочі камери А поршнів розташовані збоку кришок 10 та з'єднані за допомогою з'єднувальної лінії 11, розташованої в корпусі патрона 2, зі зворотним клапаном 12, який розташований у корпусі патрона 2. Зворотний клапан 12 з'єднується через підвідну лінію 13 та відвідну лінію 22 із зовнішнім джерелом подачі рідини під тиском під час затиску (розтиску). Для подачі рідини використовується спеціальна маслопідвідна втулка. Робочі камери А поршня 7 також з'єднані з напірною камерою D циліндра 14, що компенсує відцентрову силу, компенсуючий поршень якого виконаний у вигляді відцентрової вантажу та радіально рухомий у корпусі патрона 2. Гідравлічна лінія 16 з'єднує напірну камеру D циліндра 14 зі з'єднувальною лінією 11.

Для затискання заготовки масло подається через лінію живлення 13 до корпусу патрона 2. Масло під тиском піднімає кульку клапана 12b зворотного клапана 12 і масло проходить через з'єднувальну лінію 11 у робочі камери А та

перміщає поршні 7 зі штоками 6 на затискними елементами 6 забезпечуючи затиск заготовки.

Після затиску заготовки в процесі обертання на поршні 7 зі штоками 6 на затискними елементами 6, а також компенсаційний поршень 15, діють відцентрові сили. Компенсація відцентрових сил відбувається завдяки тому, що відцентрова сила радіально зміщує компенсуючий поршень, внаслідок чого тиск у камері тиску D циліндра 14 збільшується. Це збільшення тиску передається через лінію 16 та з'єднувальну лінію 11 до робочих камер А циліндрів. Оскільки лінія 16 з'єднана зі з'єднувальною лінією 11, яка веде до робочих камер А циліндрів, збільшення тиску, спричинене відцентровою силою, залишається зафіксованим у корпусі патрона 2. Це збільшення тиску відповідно протидіє втраті сили затиску через відцентрову силу.

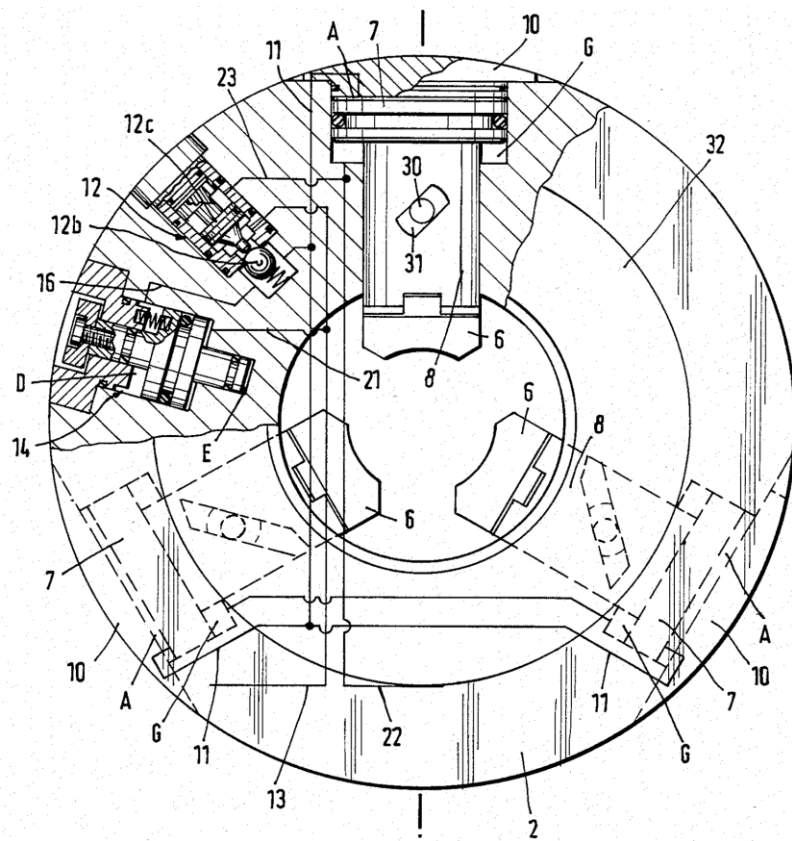


Рисунок 1.16 – Затискний патрон з індивідуальним гідравлічним приводом затискних елементів по патенту US4508357

Для розтискання заготовки в камери G циліндрів під тиском подається масло через випускную лінію 22. Масло під тиском одночасно подається до зворотного клапана 12 через лінію 23.

Цанговий затискний патрон із пружинним затиском та гідравлічним розтиском [16] приведений на рис. 1.17. Він складається з корпусу 1, у циліндричній розточці якого встановлений циліндр 2 з поршнем 3 та пакет тарілчастих пружин 4. Повзуни 5 установлені в поршні 3 утримуються від осового переміщення упорно-радіальними підшипниками 6. До повзунів за допомогою Т - подібних виступів приєднані змінні вкладиші 8, які можуть переміщуватися тільки радіально. Упорна кришка 10 за допомогою скалок 11 зв'язана зі шпинделем 9, а скалки 11 фіксуються стопорами 12 і кільцями 13. Фіксація циліндра 2 здійснюється різьбовою кришкою 14 з отворами 15 через диск 16 із зовнішнім і внутрішнім ущільненнями.

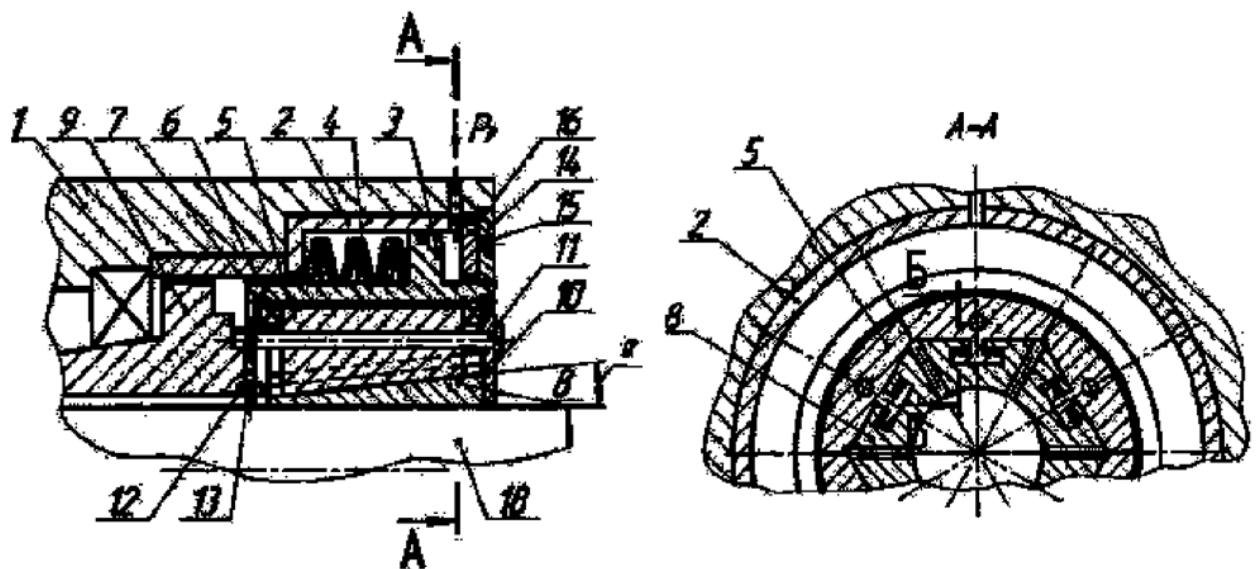


Рисунок 1.17 – Цанговий затискний патрон із пружинним затиском та гідравлічним розтиском по патенту UA 30467

Для розтиску заготовки масло під тиском подається в праву порожнину гідроциліндра 2. Поршень 3 разом з повзунами 5 переміщуючись вліво стискає пакет пружин 4; при цьому вкладиші 8 переміщуються в радіальному напрямку від осі шпинделя. При затиску заготовки підведення робочої рідини під тиском порожнину циліндру 2 припиняється. Під дією zdeформованого при розтиску пакету пружин 4 поршень 3 переміщається вправо та переміщує повзуни 5; при цьому вкладиші 8 переміщуються радіально до осі шпинделя 9, затискаючи заготовку 18.

1.3.3. Затискні патрони з електромеханічним приводом

Конструкція затискного патрона із електромеханічним приводом приведена на рис. 1.18 [17]. Він складається з двох різних модулів: стандартного чотирикулачкового патрона фірми HWR Spanntechnik мод. VT-S031 та модуля з чотирма виконавчими блоками. Кожен з чотирьох виконавчих блоків складається з редукторного двигуна Harmonic Drive SE FNA-14C та ходового гвинта. Ходовий гвинт дозволяє перетворювати обертовий рух двигуна в рух лінійного позиціювання, який необхідний для приведення в дію 4-кулачкового патрона. Ходові гвинти з'єднані паралельно через з'єднувальний елемент для передачі зусилля на кулачки затискного патрона. Крім того, ходовий гвинт спроектований так, що забезпечує самогальмування для підтримання зусилля затиску F_{cl} навіть у разі збоїв живлення редукторних електродвигунів. У патрон інтегровано чотири вимірювальні та керуючі плати EJ7411 від Beckhoff Automation GmbH&Co.KG. Кожен модуль EJ7411 може вимірювати та керувати сигналами приводу (крутний момент двигуна, кутове положення) у замкнутому контурі зворотного зв'язку.

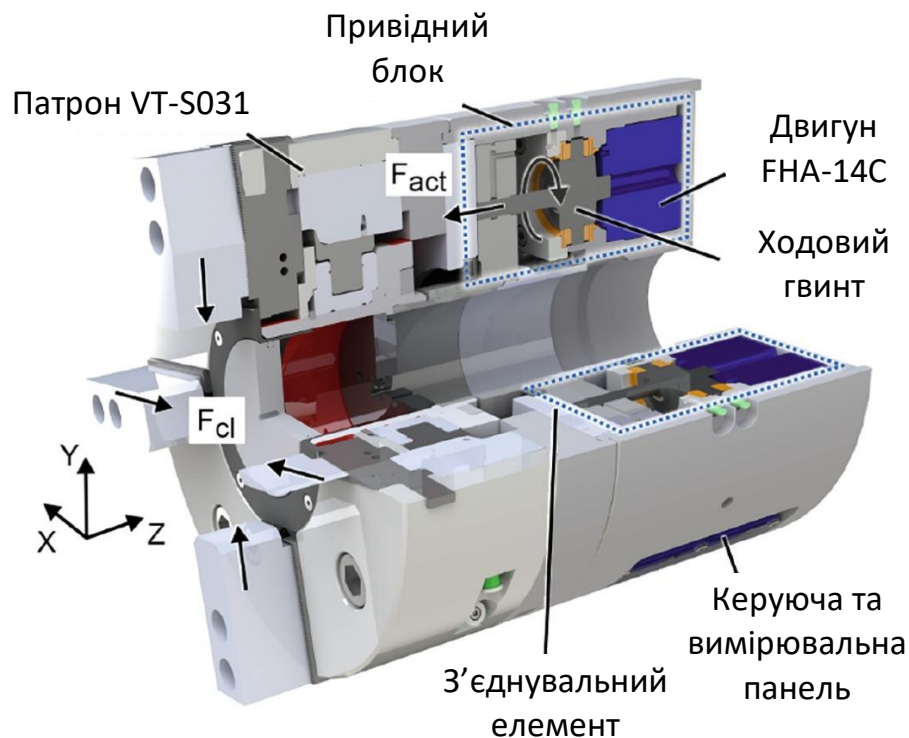


Рисунок 1.18 – Конструкція затискного патрона із електромеханічним приводом

Затискний патрон з індивідуальними електричними приводами затискних елементів, запатентований фірмою SMW-AUTOBLOK SPANNSYSTEME GMBH [18], приведений на рис. 1.19. У корпусі 3 затискного патрона кожен із трьох затискних кулачків 4 з'єднаний з одним із електродвигунів. Кожен із електродвигунів за допомогою гвинтових пар 17 переміщує в тангенціальному напрямку рейки 14, які за допомогою клинових механізмів переміщують в радіальному напрямку затискні кулачки 4. Як тільки відповідний затискний кулачок 4 після швидкого переміщення вступає в робочий контакт із заготовкою, робочий стан електродвигуна має бути змінений. Таким чином, електродвигун повинен мати два режими роботи: перший – для швидкого переміщення затискного кулачка до заготовки; другий - для створення сили затиску.

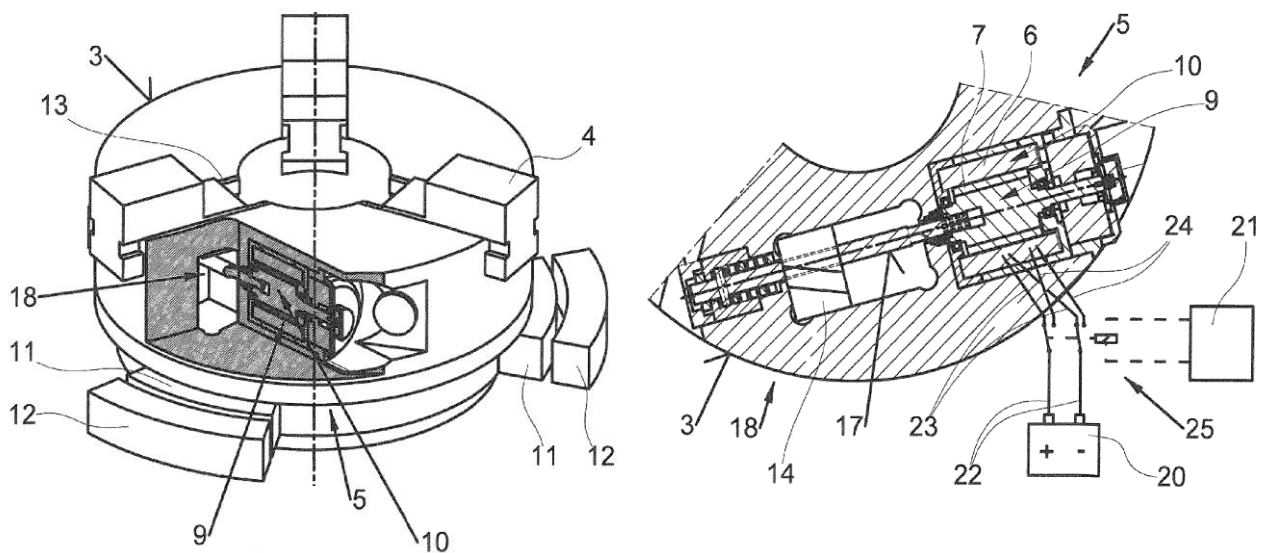


Рисунок 1.19 – Затискний патрон з індивідуальними електричними приводами затискних елементів по патенту EP3246119

1.4. Огляд існуючих досліджень цангових затискних механізмів для токарної обробки

Силові характеристики, жорсткість, точність та міцність цангових затискних патронів були предметом ряду вітчизняних і зарубіжних вчених.

Наукові основи створення самоналагоджувальних, широкодіапазонних, високоточних та багатофункціональних цангових затискних механізмів закладені в роботах Кузнєцова Ю.М. і його учнів [1-3, 5, 6, 19-21]. Професором Кузнєцовим Ю.М. запропоновано диференціально-морфологічний метод структурно-схемного синтезу, за допомогою якого було створено ряд нових конструкцій самоналагоджувальних, високоточних, широкодіапазонних цангових затискних патронів та цангових затискних патронів з багатомісним затиском. Такі синтезовані цангові затискні механізми в значній мірі розширюють технологічні можливості токарного автоматизованого обладнання.

У роботах Кузнєцова Ю.М. та Хамуйела Жоакім А.Г. зібраних у монографії [5] запропонований генетико-морфологічний синтез затискних патронів (у тому числі цангових) на основі використання теорії генетичного синтезу. У цій роботі також приведено використання генетико-морфологічного підходу для синтезу затискних цангових патронів з подвійним затиском для підвищення жорсткості системи патрон-деталь. Приведено застосування п'яти універсальних генетичних операторів синтезу (реплікації, схрещування, інверсії, кросинговеру і мутації) на прикладі цангових патронів одинарного і подвійного затиску.

Історія поступового нарощування елементів штучного інтелекту в процесі творчого мислення приведена у роботі Кузнєцова Ю.М. [22] Вона використана, зокрема, при створенні принципово нових схем цангових затискних патронів.

У роботі Кушика В.Г. [19] проведено дослідження впливу комплексу різних факторів на кінематичні та силові характеристики нових конструкцій широкодіапазонних затискних цангових патронів, одержаних методом диференціально-морфологічного синтезу. Також розглянуто особливості застосування методу морфологічного аналізу для пошуку нових схем та конструкцій цангових затискних патронів з поперечним самонастроюванням для затиску некаліброваного та гарячекатаного прутка на науковому етапі проектування [20].

Визначення просторових коливань затиснутої в широкодіапазонному цанговому патроні заготовки приведено у роботі Юрчишин О.Я [21]. При цьому враховано зміну радіальної динамічної жорсткості затискного патрона по куту повороту шпинделя. Запропоновано пружно-деформаційну модель для комплексної оцінки впливу демпфуючих і пружних властивостей контактних груп широкодіапазонного цангового механізму на рівень коливань заготовки. Також для системи шпиндель-широкодіапазонний цанговий патрон-деталь розроблено математичну модель процесу коливань.

У роботі Литвина О.В. [23] приведені розроблені теоретичні основи розрахунку та принципи проектування цангового патрона з адаптивними затискними елементами для штучних деталей. Вони дозволяють проводити аналіз його силових характеристик при проектуванні (на стадії вибору геометричних параметрів). Визначені особливості процесу затиску штучної заготовки з урахуванням наявності пружно-фрикційного шарніра та нелінійності сил тертя.

Розроблені теоретичні основи розрахунку і принципи проектування високоточних цангових патронів з пружним фланцем приведені у роботі Неделчевої П.М. [6]. Також приведено результати досліджень впливу різних чинників на силу, точність і жорсткість затиску з урахуванням нелінійності сил тертя і контактних деформацій в патроні.

У статті Редька Р.Г. [24] наведені теоретичні дослідження процесу зношення губок затискних цанг багатошпиндельних токарних автоматів. Воно розглянуто для двох схем при різних співвідношеннях діаметра отвору цанги та прутка. Для визначення площ контакту затискного елемента із заготовкою виведені відповідні залежності. Для визначення сумарного зношення губок цанги до виходу її із ладу виведено залежність, що враховує задане число циклів роботи затискної цанги та загальну довжину пробігу прутка.

Робота [25] присвячена моделюванню розподілу деформацій та розподілу напружень у процесі затиску гнучкою цангою з використанням методу скінченних елементів з врахуванням навантажень, обґрунтованої моделі

скінченних елементів та встановлених граничних умов. В результаті моделювання встановлено можливі місця концентрації напружень та втоми, що в подальшому забезпечує надійну основу для оптимального проектування цангового затискного пристрою.

Автори роботи [26] запропонували конструкцію модульного обробного пристрою, оснащеного цанговим механізмом та дослідили робочі характеристики показники та його питому продуктивність. Запропонували осьові похибки усувати за допомогою рухомого опорного диска, встановленого спереду, який опирається на корпус цангового механізму. Встановлені умови функціонування цангових затискних механізмів з урахуванням коефіцієнта передачі зусилля та коефіцієнта корисної дії механізму.

У статті [27] приведені результати досліджень сил та деформацій, що виникають внаслідок дії сил різання в контактних елементах або губках цанги, отриманих за допомогою математичного аналізу, що базується на теоріях пружності та контакту. Показано, що сили різання викликають осьову і радіальну силу, крутний момент та згинальний момент у цанговому патроні, і, як наслідок, викликають переміщення та малі повороти затискної системи.. Математична модель для визначення прогинів затискної системи реалізована за допомогою MATLAB. Результати показали, що зміна сили затиску під час обертання в цанговому патроні головним чином залежить від жорсткості цангового патрона та жорсткості заготовки. Досліджено, що прогини цангового патрона, спричинені технологічними силами, сильно залежать від зазорів, кута клину та жорсткості цанги.

Дослідницька робота [28] присвячена визначенню деформацій та сили затиску, необхідних для затискання об'єкта цангою браслетного типу, шляхом виведення математичної моделі та використання методу скінченних елементів. За допомогою математичної моделі визначається пружна деформація аналітично, тоді як за допомогою методу скінченних елементів і програмних засобів перевіряється аналітичний розрахунок.

У роботі [29] представлено розроблений затискний керований токарний патрон з інтегрованим пневматичним приводом затиску. Також приведено визначення необхідної величини сили затиску з врахуванням робочого тиску, сили різання та вплив відцентрової сили основних та накладних кулачків.

1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Проведений аналіз схем роботи і конструкцій затискних механізмів показав, що вони мають загальну структурну і функціональну схеми. Вони містять джерело і перетворювач енергії, пристрій управління та привод з передавально-підсилювальними механізмами та виконавчий механізм (затискний пристрій).

2. Усі відомі конструкції традиційних цангових затискних патронів поділяються на три типи в залежності від приведення в дію цанги: затискні патрони із цангами натискного типу, коли для під дією зусилля приводу цанга втискається в конус затискного патрона; затискні патрони із цангами тягнучого типу, в яких під дією сили приводу цанга втягується в конус затискного патрона; затискні патрони із цангами із цангами нерухомого типу, що працюють за рахунок осьового переміщення втулки з конічним отвором.

3. Аналіз конструкцій цангових затискних патронів показав, що для забезпечення стабільного осьового положення прутка після затиску використовуються високоточні цангові затискні патрони, які найчастіше мають нерухому в осьовому напрямку циліндричну цангу. Він також показав, що для забезпечення високої жорсткості закріплення заготовок використовуються цангові затискні патрони подвійного затиску, в яких затиск відбувається по двох поверхнях на певній віддалі одна від одної. На основі аналізу встановлено, що для забезпечення надійного затиску гарячекатаних прутків використовуються самоналагоджувальні цангові затискні патрони, в яких самоналаштування здійснюється за рахунок того, що пружні затискні елементи

слідкують за розміром заготовки (прутка), вибираючи зазори або зводячи їх до мінімуму.

3. Встановлено, що з метою збільшення можливостей для обробки прутків і труб та можливості оснащення токарних верстатів без гідравлічного приводу затиску, розташованого на задньому кінці шпинделя, використовуються пневматичні затискні патрони, перевагами яких є наявність великого наскрізного отвору, надійний затиск завдяки високим затискним зусиллям, просте керування. На ринку пропонуються конструкції пневматичних кулачкових затискних патронів, в які інтегрований пневматичний циліндр, що живиться стисненим повітрям від розподільного кільця під час зупинки шпинделя. Також використовуються цангові затискні патрони із пружинним затиском та пневматичним розтиском перевагами яких використання повітря лише для відкриття патрона, можливість регулювання сили затиску шляхом затягування або послаблення цанги, можливість зменшення сили затиску шляхом видалення пар пружин всередині патрона.

4. Аналіз показав, що конструктивні виконання гідравлічних затискних патронів можуть бути наступними: цангові із цангою тягнучого типу, яка з'єднана з поршнем інтегрованим в патрон; цангові із нерухомою цангою, яка приводиться в дію від натискної втулки, з'єднаної із поршнем інтегрованого гідравлічного циліндра; затискні патрони з індивідуальними гідравлічними приводами кожного із затискних елементів. Особливу увагу заслуговують цангові затискні патрони із пружинним затиском та гідравлічним розтиском, які мають такі ж переваги як цангові затискні патрони із пружинним затиском та пневматичним розтиском.

5. Використання електричного приводу, інтегрованого у затискні патрони є дуже перспективним, зважаючи на те, що це екологічно чиста технологія з низьким енергоспоживанням. Затискні патрони з інтегрованим електричним приводом передавально-підсилювальних ланок дозволяють створювати потрібну силу затиску та забезпечувати її контроль. Аналіз показав, що для приведення в дію затискних елементів може використовуватись один

серводвигун, інтегрований в затискний патрон, або декілька окремих серводвигунів, кожен з яких приводить в дію затискний елемент через відповідну передавально-підсилюючу ланку.

6. Огляд багатьох робіт в області розроблення і дослідження цангових затискних патронів показав наступне.

6.1. Для створення перспективних конструкцій самоналагоджувальних, широкодіапазонних, високоточних та багатофункціональних цангових затискних механізмів доцільно використовувати диференціально-морфологічний, генетико-морфологічний (на основі використання теорії генетичного синтезу) методи структурно-схемного синтезу.

6.2. Велика увага у проаналізованих роботах приділяється дослідженням впливу комплексу різних факторів на кінематичні та силові характеристики цангових затискних патронів, їх точності та жорсткості затиску (у тому числі з урахуванням нелінійності сил тертя і контактних деформацій в патроні), а також розробленню пружно-деформаційних моделей цангових затискних механізмів для комплексної оцінки впливу їх демпфуючих і пружних властивостей на рівень коливань заготовки. Ряд робіт присвячені теоретичним та експериментальним дослідженням процесу зношення губок затискних цанг та їх довговічності.

На основі проведеного аналізу, можна здійснити постановку мети даного дослідження та сформулювати основні задачі дослідження.

Метою даного дослідження є розроблення автоматичного цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску для оснащення токарного верстата з ЧПК та дослідження його силових характеристик в статиці та процесі усталеного обертання.

Об'єкт дослідження — автоматичний цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску для оснащення токарного верстата з ЧПК.

Предмет дослідження – силові характеристики в процесі затиску і усталеного обертання в залежності від геометричних і інерційних параметрів, сил тертя та силових параметрів пружинного приводу.

Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній роботі сформульовані для реалізації такі **задачі**:

1. Провести аналіз структури затискного механізму, як підсистеми токарного верстата, та встановити місце і роль затискного патрона у цій системі.

2. Провести аналіз конструкції традиційних цангових затискних патронів, а також аналіз конструкції високоточних, самоналагоджувальних цангових патронів та цангових затискних патронів подвійного затиску.

3. Провести аналіз відомих конструкцій затискних патронів для токарної обробки з інтегрованими приводами затиску (пневматичними, гідравлічними, електромеханічними).

4. Провести аналіз наукових досліджень і розробок по цангових затискних механізмах для оснащення токарних верстатів.

5. Розробити конструкцію шпиндельного вузла приводу головного руху токарного верстата з ЧПК із автоматичним цанговим затискним патроном з інтегрованим пружинним приводом затиску та пневматичним приводом розтиску.

6. Провести вибір розтискної цанги та розрахунок силових характеристик автоматичного цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску.

7. Провести проєктні розрахунки штоків та пакетів тарілчастих пружин інтегрованого приводу затиску та спроектувати гідравлічний циліндр розтиску інтегрованого приводу затиску автоматичного цангового затискного патрона.

8. Розробити математичні моделі передачі сил у автоматичному цанговому затискному патроні із сегментною цангою та інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску в статиці та в процесі усталеного обертання.

9. Розробити математичні моделі для визначення питомого тиску в зонах контакту заготовки та конусної поверхні корпусу цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску із сегментами затискної цанги в статиці.

10. Дослідити за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну і динамічну силу затиску.

11. Дослідити за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних та силових параметрів та питомий тиск в зонах контакту заготовки та конусної поверхні корпусу цангового затискного патрона із сегментами затискної цанги.

2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Конструкція приводу головного руху та шпиндельного вузла із приводом затиску токарного верстата з ЧПК

Горизонтальний двошпиндельний токарний верстат з ЧПК мод. ПАБ-130 призначений для обробки коротких деталей типу тіл обертання: втулок; фланців; шестерень; штуцерів, кілець підшипників та ін.

Верстат складається із станини 1, що являє собою литу конструкцію коробчастої форми з поперечними і подовжніми стінками. Похилі площини зверху з лівої і правої сторін станини 1 з платиками служать для встановлення траверси 2. Траверса являє собою жорстку відливку на якій опозитно встановлені дві шпиндельні бабки 3 і 4 із шпиндельними вузлами 5 і 6 з механізмами затиску 7 та 8.

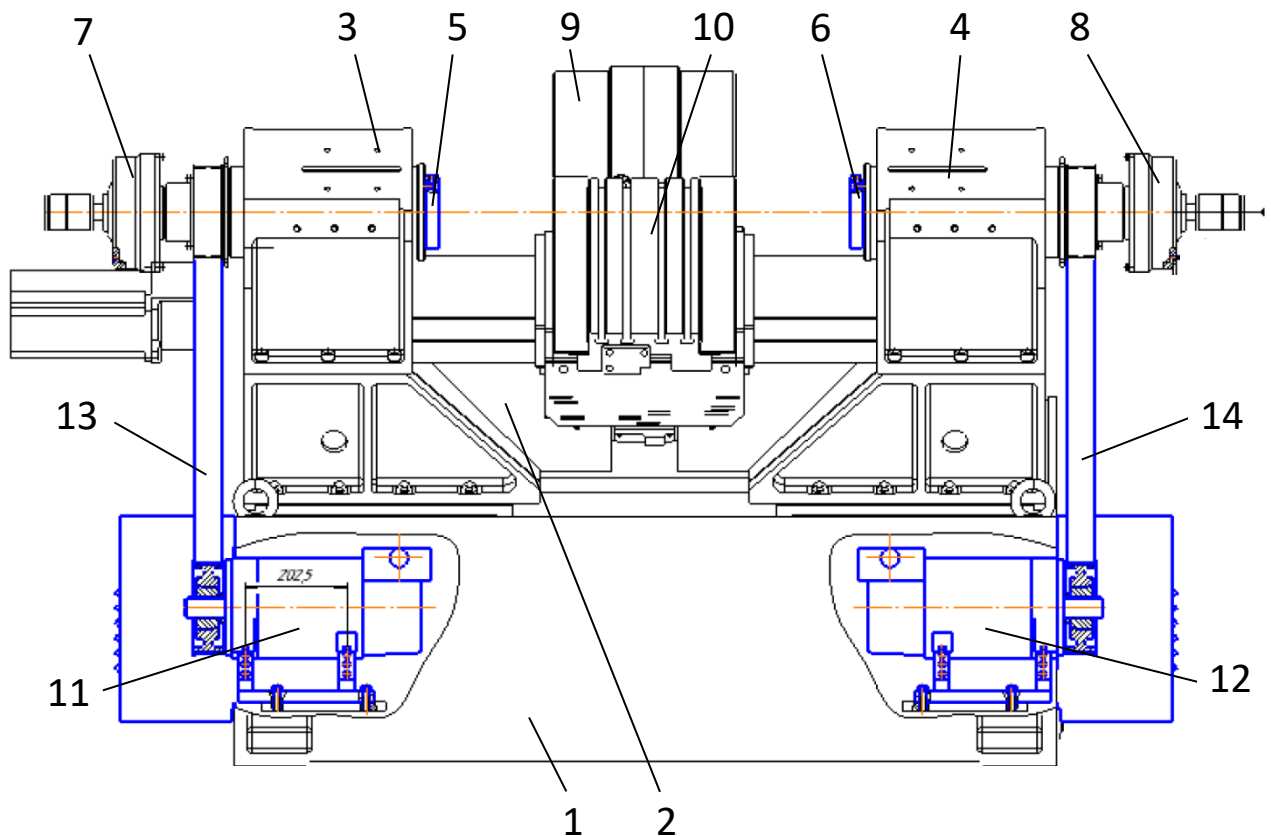


Рисунок 2.1 – Основні вузли двошпиндельного токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130

В центральній частині траверси кріпляться напрямні поздовжнього переміщення супорта 9. На поздовжньому супорті по напрямних в поперечному напрямку рухається каретка 10, на якій встановлюються інструментальні блоки. Переміщення хрестового супорту здійснюється по двох лінійних осях X і Z. Під час здійснення обробки на одному із шпинделів на іншому здійснюється завантаження-вивантаження.

Механізм головного руху правої і лівої шпиндельної бабок ідентичний. Вони включають частотно-регульовані асинхронні електродвигуни 11 і 12, які через клинопасові передачі 13 і 14 з чотирма клиновими пасами передають рух на шпинделі 5 і 6.

Основні технічні характеристики приводу головного руху двошпиндельного токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130 приведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1. Основні технічні характеристики приводу головного руху двошпиндельного токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130

№ п/п	Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Значення
1.	Найбільший діаметр оброблюваної заготовки	мм	100
2.	Найбільша довжина оброблюваної заготовки	мм	100
3.	Межі частот обертання шпинделя	об/хв	100 – 4000
4.	Потужність приводу головного руху	кВт	15
5.	Максимальний крутний момент	Н·м	160

Шпиндельний вузол двошпиндельного токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130 (рис. 2.2) складається із шпинделя 2 встановленого на на високоточних радіально-упорних підшипниках. Три підшипники передньої опори встановлені по схемі тандем «О» та фіксують шпиндель від осьового переміщення. Два підшипники задньої опори виконані по схемі «О». Зовнішні

кільця підшипників встановлені у корпусі шпиндельної бабки 1. Змащування шпиндельних підшипників здійснюється пластичним мастилом на весь термін їх служби. Шпиндель приводиться в дію від шківа поліклінопасової передачі. Для кріплення приводу затиску служить фланець 12, який встановлений на задньому кінці шпинделя 2.

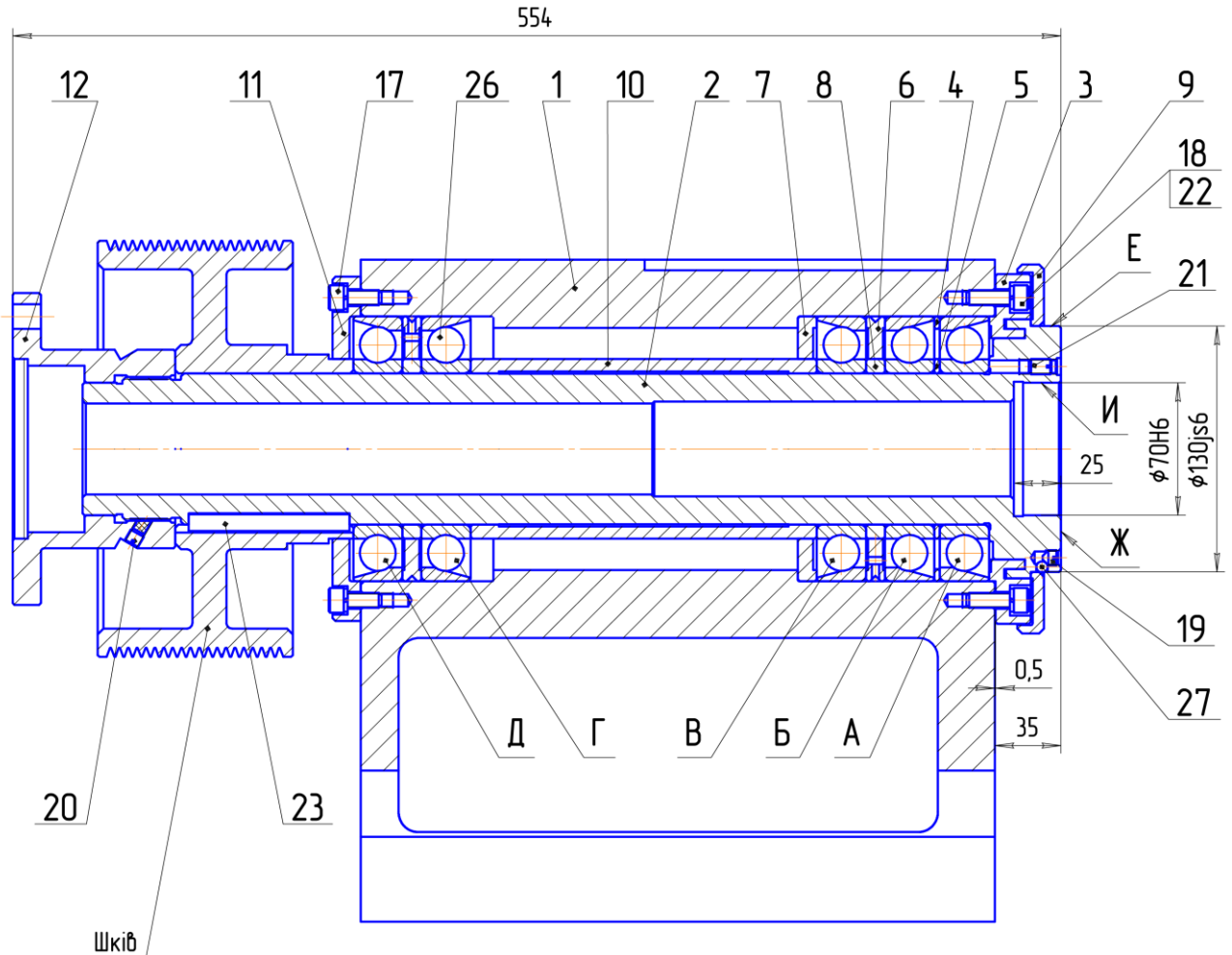


Рисунок 2.2 – Шпиндельний вузол двошпиндельного токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130

Привід затиску (рис. 2.3) виконаний у вигляді обертового пневматичного циліндра, який кріпиться до фланця гвинтами 32. Пневматичний циліндр складається із циліндра 4 та кришки, прикріпленої до нього болтами 19 та гайками 26. Всередині циліндра розміщений поршень 11, який прикріплений до штока 12. Шток 12 з'єднаний з трубою затиску. Повітря подається у камери обертового гідроциліндра по каналах із середини штока 12, в яке воно поступає із спеціальної підвідної втулки, яка при затиску (розтиску) рухається із штоком.

Втулку від провертання утримує пластина 14, яка переміщається по циліндричній скалці 2. Контроль положення штоку здійснюється спеціальним датчиком, який розміщений на скалці 2.

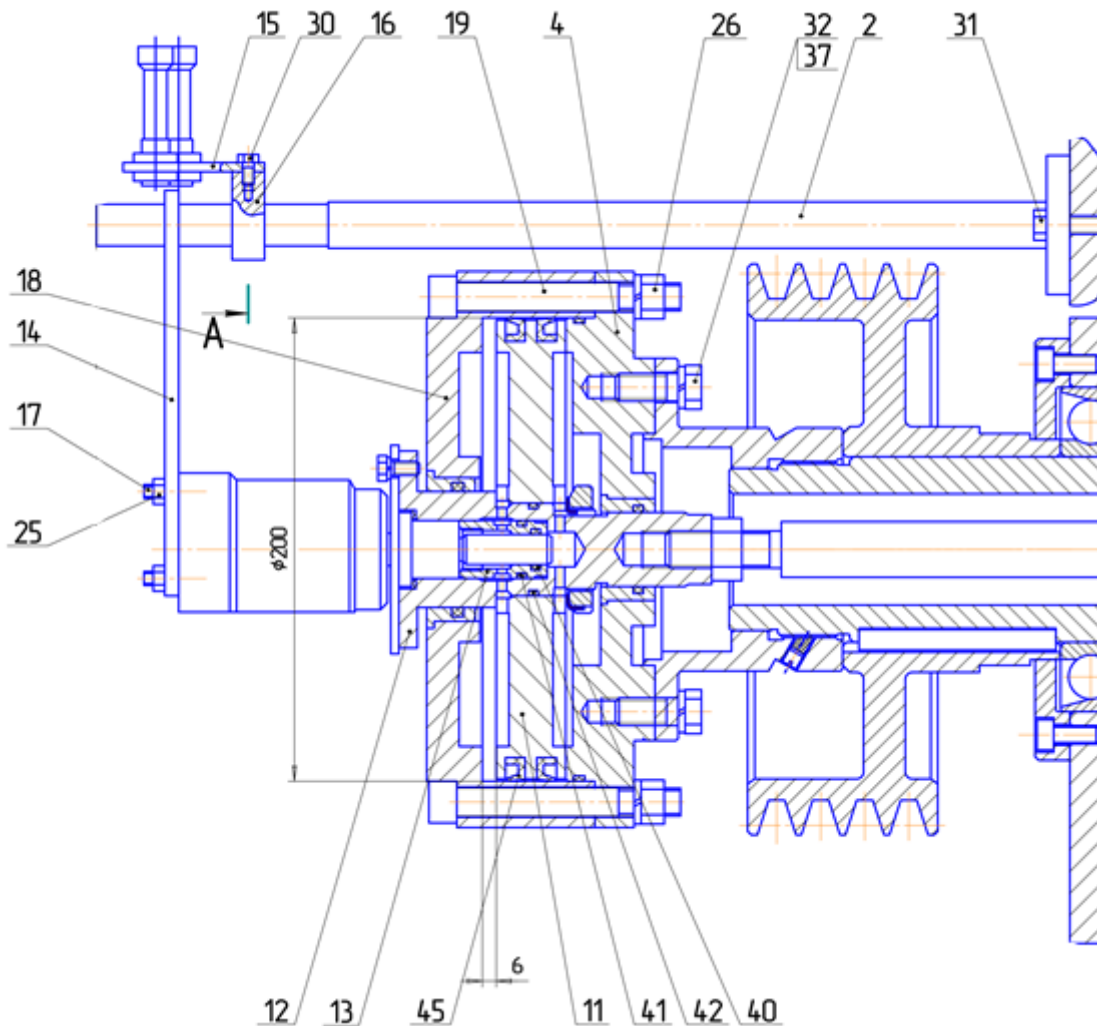


Рисунок 2.3 – Привід затиску двошпindelного токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130

2.2. Запропонована конструкція та принцип роботи цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску

При обробці прутків і труб на токарних верстатах з ЧПК їх максимальний розмір обмежується трубою затиску, яка зв'язана із гідравлічними або пневматичними обертовими циліндрами, розташованими на задньому кінці шпинделя.

З метою забезпечення максимального розміру прутків і труб, який

дозволяє отвір всередині шпинделя, зменшення габаритних розмірів шпиндельних вузлів із механізмами затиску розроблено цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску. Його перевагами є компактна конструкція та використання масла лише для розтиску деталей.

Цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску (рис. 2.4) складається із корпусу 1, в передньому кінці якого виконаний конічний отвір. У цей отвір встановлюється сегментна затискна цанга 4, пелюстки якої з'єднані гумовими елементами. На зовнішню циліндричну частину корпусу 1 встановлений стакан 2, в який по внутрішній різьбі вкручена гайка 3. Гайка 3 внутрішньою торцевою частиною впирається в передній торець цанги 4. Для переміщення стакана 2 з гайкою 3 при затиску служать штоки 5, які з'єднанні із стаканом за допомогою різьби, та пакети тарілчастих пружин 6. На упорно-радіальних підшипниках 9 встановлений необертовий гідравлічний циліндр, який складається із корпусу 7 та поршня 8, який підтискається до зовнішнього кільця упорно-радіального підшипника 9 пружиною 10. Кришка 11 закриває необертовий гідравлічний циліндр з переднього торця.

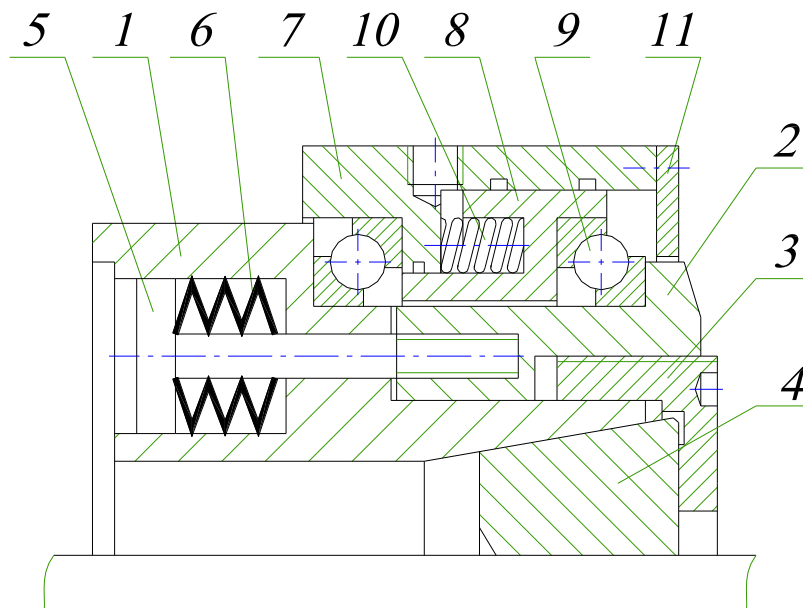


Рисунок 2.4 – Цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску

При затиску прутка тиск масла в необертовому гідравлічному циліндрі відсутній. Пакети тарілчастих пружин 6 розтискаються та переміщують штоки 5 разом із стаканом 2 та гайкою 3. Гайка 3 своєю торцевою поверхнею тисне на цангу 4, яка стискаючись затискає пруток. При поданні масла в необертовий гідравлічний циліндр поршень 8 через упорно-радіальний підшипник 9 переміщає стакан 2 із гайкою 3 та штоками 5 вправо, стискаючи пакет тарілчастих пружин 6. В результаті цього цанга 4 розтискається здійснює розтиск прутка. На відміну від цангових затискних патронів, які вимагають зупинки шпинделя під час затиску-розтиску, цей затискний патрон можна використовувати навіть під час обертання шпинделя, що скорочує допоміжний час. Завдяки переміщенню цанги всередині конуса корпусу 1 затискного патрона при затисканні можливе точне позиціонування прутка, завдяки чому можна підтримувати високу точність затиску завдяки малому радіальному биттю.

2.3. Проектування конструкції цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску

2.3.1. Вибір затискної цанги

Виходячи із діаметра отвору шпинделя $D=60$ мм токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130 вибираємо сегментну затискну цангу Rubber-Flex GT52 фірми Ortlieb Präzisionssysteme GmbH & Co. KG [30]. Вона складається з сталевих та гумових сегментів, з'єднаних вулканізацією. Її перевагами (на відміну від пружинних цанг) є: вища точність та сила затиску, оскільки залишаючись паралельним заготовці, кожен сегмент цанги контактує з нею по всій своїй довжині. Діапазон затиску прутків цією цангою при діаметрах її отвору для затиску $D = 4...52$ мм становить 1 мм. На рис. 2.5 приведена конструкція затискної цанги Rubber-Flex GT52 та її основні розміри.

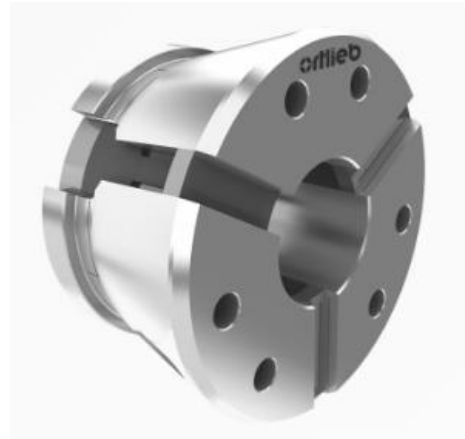
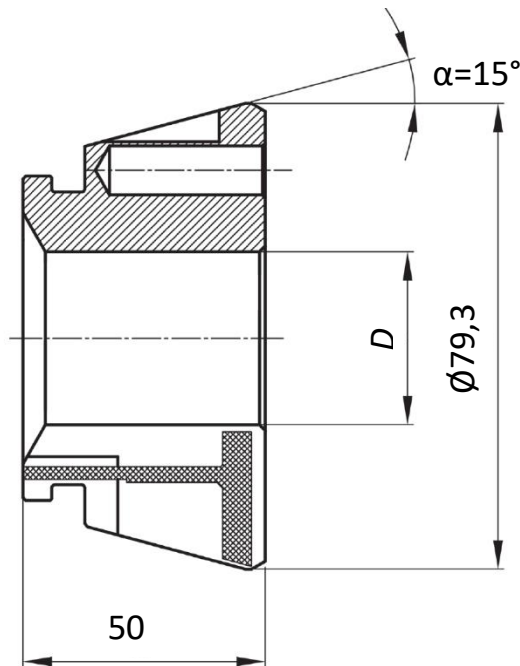


Рисунок 2.5 – Сегментна затискна цанга Rubber-Flex GT52

Осьове переміщення сегментної затискної цанги для забезпечення діапазону затиску $y=1$ мм визначається за залежністю [1-2]:

$$x = \frac{0,5y}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,5 \cdot 1}{\operatorname{tg} 15^\circ} = 1,86, \quad (2.1)$$

де α – кут нахилу сегмента цанги.

Приймаємо осьове переміщення сегментної затискної цанги $x = 1,9$ мм.

2.3.2. Силіві характеристики цангового затискного патрона

Розглянемо схему дії сил в статиці на затискний сегмент затискної цанги (рис. 2.6) після вибірки зазору між сегментами затискної цанги та заготовкою. Згідно із цією схемою на сегмент цанги діють наступні сили:

1) S - осьова сила, що діє на сегмент цанги; $S = S_{\Sigma}/n$ для розтискної цанги, що складається із n сегментів, де S_{Σ} - сумарна осьова сила затиску;

2) μS - сила тертя між сегментом цанги та натискною гайкою; тут μ - коефіцієнт тертя між торцем сегмента затискної цанги та торцем натискної гайки;

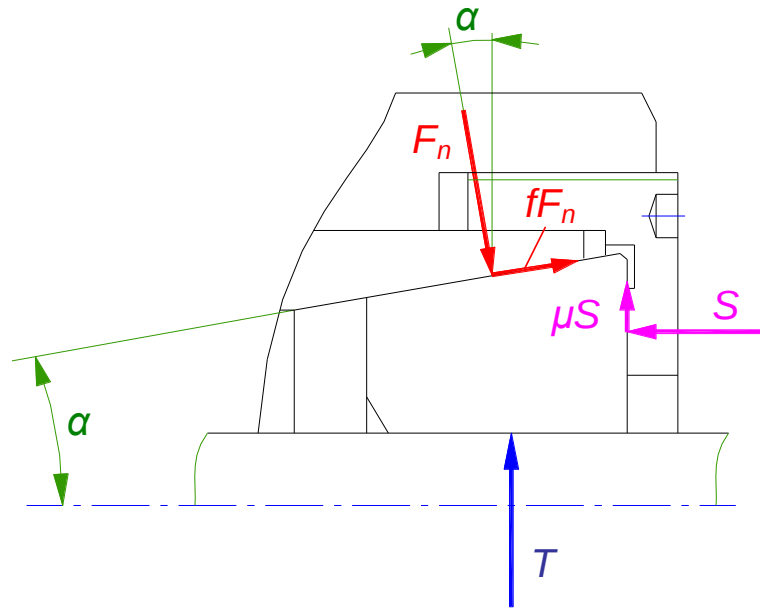


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема передачі сил при затиску у цанговому затискному патроні із сегментною цангою

- 3) T - радіальна сила затиску заготовки сегментом затискної цанги;
- 4) F_n - нормальна сила, що діє зі сторони нахиленої поверхні корпусу цангового патрона на сегмент затискної цанги;
- 5) fF_n - сила тертя на конусній поверхні корпусу цангового патрона;
 $f = \arctg \varphi$ - коефіцієнт тертя між конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом цанги.

Прийmemo припущення, що сили зв'язку сегментів затискної цанги (за допомогою вулканізованої гуми) набагато менші решта сил, які діють на сегменти.

Розглянемо рівновагу сегмента затискної цанги, навантаженого відповідними силами.

Спроекуємо всі сили, які діють на сегмент розтискної цанги, на вісь X :

$$\sum X = -S + F_n \cdot \sin \alpha + fF_n \cdot \cos \alpha = 0. \quad (2.2)$$

Спроекуємо всі сили, які діють на сегмент розтискної цанги, на вісь Y :

$$\sum Y = T + \mu S - F_n \cdot \cos \alpha + fF_n \cdot \sin \alpha = 0. \quad (2.3)$$

З рівняння (2.2) визначимо F_n :

$$F_n (\sin \alpha + f \cos \alpha) = S,$$

$$F_n = \frac{S}{\sin \alpha + f \cos \alpha} \quad (2.4)$$

З рівняння (2.3) визначимо також F_n :

$$F_n (\cos \alpha - f \sin \alpha) = T + \mu S, \quad (2.5)$$

$$F_n = \frac{T + \mu S}{\cos \alpha - f \sin \alpha}$$

Прирівнявши праві частини залежностей (2.4) та (2.5) отримаємо:

$$\frac{S}{\sin \alpha + f \cos \alpha} = \frac{T + \mu S}{\cos \alpha - f \sin \alpha} \quad (2.6)$$

Після перетворень отримаємо:

$$(T + \mu S)(\sin \alpha + f \cos \alpha) = S(\cos \alpha - f \sin \alpha),$$

або

$$T(\sin \alpha + f \cos \alpha) + \mu S(\sin \alpha + f \cos \alpha) = S(\cos \alpha - f \sin \alpha)$$

Здійснимо перетворення

$$T(\sin \alpha + f \cos \alpha) = S(\cos \alpha - f \sin \alpha) - \mu S(\sin \alpha + f \cos \alpha)$$

З цього рівняння отримаємо вираз для визначення радіальної сили затиску заготовки сегментом затискної цанги в статиці:

$$T = S \cdot \frac{(\cos \alpha - f \sin \alpha) - \mu(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{\sin \alpha + f \cos \alpha}, \quad (2.7)$$

Сумарна радіальна сила затиску заготовки n сегментами затискної цанги в статиці:

$$T_{\Sigma} = n \cdot T. \quad (2.8)$$

Виходячи із відомих конструкцій затискних патронів із сегментними цангами з максимальним діаметром затиску 52 мм приймаємо максимальну сумарну осьову силу приводу затиску $S_{\Sigma \max} = 8$ кН.

Осьова сила приводу, яка припадає на один сегмент затискної цанги:

$$S = S_{\Sigma \max} / n = 8 / 3 = 2,67 \text{ кН}. \quad (2.9)$$

Тоді максимальна радіальна сила затиску заготовки сегментом затискної цанги в статиці при $f = 0,15$ та $\mu = 0,15$ за залежністю (2.7) буде рівна:

$$T_{max} = 2,67 \cdot \frac{(\cos 15^\circ - 0,1 \cdot \sin 15^\circ) - 0,1 \cdot (\sin 15^\circ + 0,1 \cdot \cos 15^\circ)}{\sin 15^\circ + 0,1 \cdot \cos 15^\circ} = 5,7 \text{ кН.}$$

Сумарна максимальна радіальна сила затиску заготовки n сегментами затискної цанги в статиці:

$$T_{\Sigma max} = 3 \cdot 5,7 = 17,1 \text{ кН.}$$

2.3.3. Проектування штоків інтегрованого приводу затиску

Для передачі максимальної сумарної осьової силу приводу $S_{\Sigma max}$ натискній гайці служать штоки із різьбовими кінцями, які зв'язані з нею через стакан.

Максимальна осьова сила приводу, яка припадає на один шток:

$$S_{max} = S_{\Sigma max} / m = 8 / 3 = 2,67 \text{ кН,} \quad (2.10)$$

де $m = 3$ – кількість штоків для передачі сумарної осьової силу приводу.

При навантаженні штока осьовою силою S_{max} в різьбовій частині штока виникає деформація і напруження розтягу. Небезпечним перерізом є переріз різьби за найменшим діаметром різьбової частини штока, тобто за внутрішнім діаметром різьби d_1 .

Умова міцності різьбової частини штока за деформацією розтягу при статичному навантаженні має вигляд [31]:

$$\sigma_p = \frac{4S_{max}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (2.11)$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження розтягу в різьбові частині штока.

Розрахунковий внутрішній діаметр d_1 різьби різьбової частини штока знаходиться із (2.11):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4S_{max}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}, \quad (2.12)$$

Допустиме напруження матеріалу штока [31]:

$$[\sigma]_p = \sigma_m / s, \quad (2.13)$$

де σ_m - границя текучості матеріалу штока;

s - коефіцієнт запасу міцності; $s = 2...3$.

Прийmemo в якості матеріалу штока сталь 20Х. Її границя текучості в нормалізованому стані – $\sigma_T = 400$ МПа.

Прийmemo коефіцієнт запасу міцності $s = 3$.

Тоді за (2.13) допустиме напруження матеріалу штока:

$$[\sigma]_p = 400/3 = 133 \text{ МПа.}$$

Розрахунковий внутрішній діаметр різьби різьбової частини штока за (2.12) буде рівний:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2670}{3,14 \cdot 133}} = 5 \text{ мм}$$

Одержане значення внутрішнього діаметра різьби різьбової частини штока округлюємо до стандартного значення за [32]: $d_1 = 6,647$ мм.

Встановлюємо номінальний діаметр різьби різьбової частини штока $d_2 = 7,188$ мм та максимальний діаметр різьби різьбової частини штока $d = 8$ мм. [32].

Отже, різьбова частина штока буде мати різьбу М8х1,25 мм [32]:

2.3.4. Проектування пакетів тарілчастих пружин інтегрованого приводу затиску

Виходячи із діаметра штока для передачі осьової сили інтегрованого приводу затиску вибираємо тарілчасту пружину 20х10х0,85х1,5 згідно з DIN 2093, параметри якої наступні (рис. 2.7) [33]:

- зовнішній діаметр $D_1 = 20$ мм;
- внутрішній діаметр $D_2 = 10$ мм;
- товщина пружини, $t = 0,85$ мм;
- висота пружини $l_0 = 1,5$ мм;

- максимальна деформація $s_3 = 0,65$ мм;
- робоча деформація $s_2 = 0,39$ мм;
- навантаження при робочій деформації $F_2 = 916$ Н.

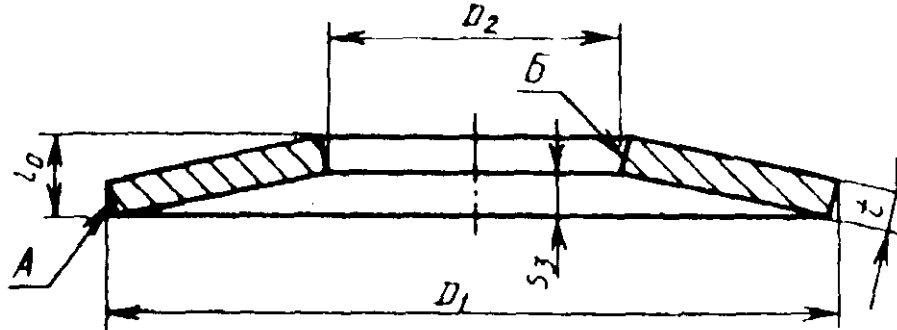


Рисунок 2.7 – Геометричні параметри тарілчастої пружини

Визначаємо попередню деформацію тарілчастої пружини за формулою [33]:

$$s_1 = (0,15 \dots 0,2)s_3 = 0,17 \cdot 0,65 = 0,11 \text{ мм.} \quad (2.14)$$

Попереднє зусилля визначаємо за формулою [33]:

$$F_1 = \frac{4Es_1}{(1-\mu^2)YD_1^2} \left[(s_3 - s_1) \left(s_3 - \frac{s_1}{2} \right) t + t^3 \right], \quad (2.15)$$

де $E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності;

$\mu = 0,3$ - коефіцієнт Пуассона для сталі;

Y - розрахунковий коефіцієнт; при $D_1/D_2 = 20/10 = 2$ $Y = 0,681$ [33].

Підставивши значення у (2.15) отримаємо:

$$F_1 = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 0,11}{(1 - (0,3)^2) \cdot 0,681 \cdot 20^2} \left[(0,65 - 0,11) \left(0,65 - \frac{0,11}{2} \right) \cdot 0,85 + (0,85)^3 \right] = 323 \text{ Н.}$$

Максимальне зусилля визначаємо за формулою [33]:

$$F_3 = \frac{4Es_3 t^3}{(1-\mu^2)YD_1^2}. \quad (2.16)$$

Підставивши значення у (2.16) отримаємо:

$$F_3 = \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 0,65 \cdot (0,85)^3}{(1 - (0,3)^2) \cdot 0,681 \cdot 20^2} = 1327 \text{ Н.}$$

Робочий хід пружини:

$$\Delta l_0 = s_2 - s_1 = 0,39 - 0,11 = 0,28 \text{ мм.} \quad (2.17)$$

Вибираємо паралельно-послідовний пакет тарілчастих пружин (рис. 2.8).

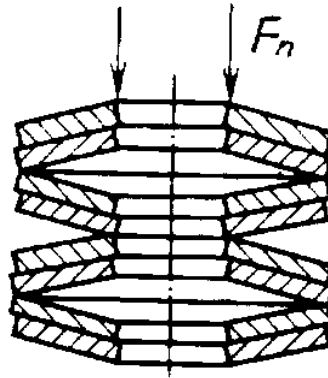


Рисунок 2.8 – Схема встановлення тарілчастих пружин у паралельно-послідовному пакеті

Робочий хід пакета рівний осьовому переміщенню сегментної затискної цанги $\Delta L_0 = 1,9$ мм.

Визначаємо потрібну кількість тарілчастих пружин в пакеті при послідовному складанні паралельних пакетів за формулою [33]:

$$n = \frac{\Delta L_0}{\Delta l_0 + (n_1 - 1) \cdot t}, \quad (2.18)$$

де $n_1 = 2$ - кількість пружин при паралельному складанні.

Підставивши значення у (2.18) отримаємо:

$$n = \frac{1,9}{0,28 + (2 - 1) \cdot 0,85} = 1,68.$$

Приймаємо $n = 2$. Отже, пакет буде містити два послідовних пакети із двох тарілчастих пружин при паралельному складанні.

Висота пакету тарілчастих пружин у вільному стані:

$$L_0 = n[l_0 + (n_1 - 1) \cdot t] = 2[1,5 + (2 - 1) \cdot 0,85] = 4,7 \text{ мм.} \quad (2.19)$$

Максимальне осьове зусилля пакету тарілчастих пружин, яке припадає на один шток [33]:

$$F_{\text{пак}} = KF_3 n_1, \quad (2.20)$$

де $K = 1,06$ - коефіцієнт, що враховує сухе тертя при двопаралельному складанні [33].

Підставивши значення у (2.20) отримаємо:

$$F_{\text{нак}} = 1,06 \cdot 1327 \cdot 2 = 2813 \text{ Н.}$$

Отже, максимальне осьове зусилля пакета тарілчастих пружин, яке припадає на один шток $F_{\text{нак}} = 2813 \text{ Н} > S_{\text{max}} = 2670 \text{ Н}$.

Максимальна деформація пакету тарілчастих пружин [33]:

$$S_{\text{нак}} = ns_3 = 2 \cdot 0,65 = 1,3 \text{ мм.} \quad (2.21)$$

2.3.5. Проектування гідравлічного циліндра розтиску інтегрованого приводу затиску

Максимальна осьова сила для розтиску сегментної цанги створюється в результаті тиску p , що подається кільцеву порожнину гідравлічного циліндра розтиску. Розрахункова схема для визначення максимальної осової сили в залежності від тиску в кільцевій порожнині представлена рис. 2.9.

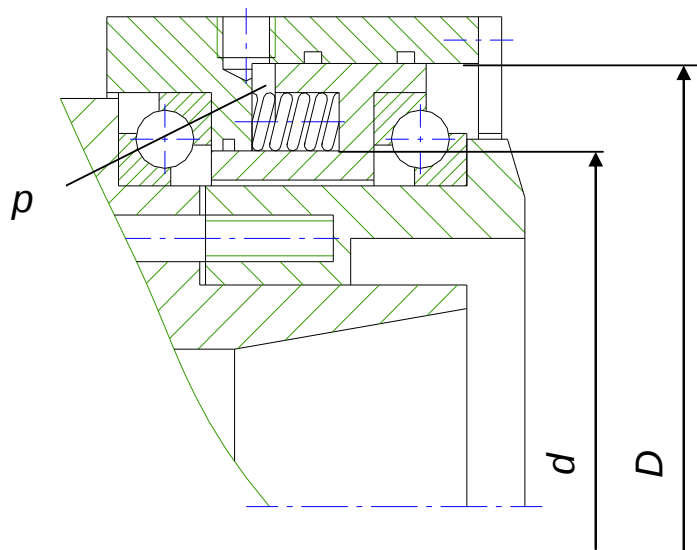


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема для визначення осової сили розтиску

Осова сила P визначається за залежністю:

$$P = pA\eta, \quad (2.22)$$

де p – тиск в кільцевій порожнині гідроциліндра, МПа.

A - площа кільця кільцевої порожнини гідроциліндра, мм

η - коефіцієнт, що враховує втрати, який приймається рівний 0,95.

Прийнявши $P = 3 \cdot F_{нак}$ із формули (2.22) отримаємо площу кільця кільцевої порожнини гідроциліндра:

$$A = \frac{3 \cdot F_{нак}}{p \eta}, \text{ мм}^2 \quad (2.23)$$

Прийнявши тиск в кільцевій порожнині гідроциліндра $p = 2$ МПа та підставивши значення у формулу (2.23) отримаємо:

$$A = \frac{3 \cdot 2813}{2 \cdot 0,95} = 4442 \text{ мм}^2.$$

Площа кільця визначається за формулою:

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (2.24)$$

де D – зовнішній діаметр кільцевої порожнини;

d – внутрішній діаметр кільцевої порожнини.

Прийmemo у відповідності до розробленої конструкції $d = 140$ мм.

Тоді зовнішній діаметр кільцевої порожнини:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi} + d^2}. \quad (2.25)$$

Підставивши значення у формулу (2.25) отримаємо:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 4442}{3,14} + 140^2} = 160 \text{ мм}.$$

Приймаємо зовнішній діаметр кільцевої порожнини $D = 165$ мм.

2.4. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. Запропоновано та розроблено конструкцію цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску, який дозволяє проводити розтиск прутка під час обертання шпинделя, що скорочує допоміжний час.

2. Розроблено розрахункову схему передачі сил при затиску у цанговому затискному патроні із сегментною цангою та виведено залежність для визначення сумарної радіальної сили затиску в статиці. За допомогою цієї залежності визначено сумарну радіальну силу затиску заготовки в статиці $T_{\Sigma max} = 17,1$ кН.

3. Виходячи із діаметра отвору шпинделя токарного верстата з ЧПК мод. ПАБ-130 вибрано сегментну затискну цангу з максимальним діаметром затиску прутка 52 мм, що складається з сталевих та гумових сегментів, з'єднаних вулканізацією.

4. Виходячи із діаметра штока для передачі осьової сили інтегрованого приводу затиску вибрано тарілчасту пружину 20x10x0,85x1,5. Для забезпечення осьової сили приводу та робочого ходу штока за результатами розрахунків вибрано паралельно-послідовний пакет тарілчастих пружин, який містить два послідовних набори по дві пружини, встановлені паралельно в наборі.

За результатами проектних розрахунків максимальне осьове зусилля пакета тарілчастих пружин, яке припадає на один шток 2813 Н, а максимальна деформація пакету тарілчастих пружин – 1,3 мм.

5. Проведено проектні розрахунки гідравлічного циліндра розтиску інтегрованого приводу затиску автоматичного цангового затискного патрона. Виходячи із максимальної осьової сили для розтиску сегментної цанги та тиску в гідросистемі визначено внутрішній та зовнішній діаметри кільцевої порожнини гідроциліндра.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Модель передачі сил у цанговому затискному патроні із сегментною цангою в статиці та процесі усталеного обертання

На основі розгляду схему дії сил в статиці на затискний сегмент затискної цанги (рис. 2.6) після вибірки зазору між сегментами затискної цанги та заготовкою із рівнянь його рівноваги отримано вираз для визначення радіальної сили затиску в статиці:

$$T(S, \alpha, f, \mu) = S \cdot \frac{(\cos \alpha - f \sin \alpha) - \mu(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{\sin \alpha + f \cos \alpha}, \quad (3.1)$$

де S - осьова сила, що діє на сегмент цанги;

α - кут нахилу внутрішньої конусної поверхні корпуса цангового патрона;

μ - коефіцієнт тертя між торцем сегмента затискної цанги та торцем натискної гайки;

f - коефіцієнт тертя між внутрішньою конусною поверхнею корпуса цангового патрона та сегментом цанги.

Сумарна радіальна сила затиску заготовки n сегментами затискної цанги в статиці:

$$T_{\Sigma} = n \cdot T. \quad (3.2)$$

При усталеному обертанні цангового затискного патрона разом із заготовкою сумарна сила затиску буде залежати від сумарної радіальної сили затиску заготовки n сегментами затискної цанги в статиці T_{Σ} та втрати сили затиску від відцентрових сил сегментів затискної цанги $T_{\omega SEG}$:

$$T_{\Sigma dyn} = T_{\Sigma} - nT_{\omega SEG}. \quad (3.3.)$$

Відцентрова сила сегменту затискної цанги визначиться за залежністю:

$$T_{\omega SEG} = m_{SEG} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2, \quad (3.4)$$

де m_{SEG} - маса сегмента затискної цанги;

n - частота обертання цангового затискного патрона;

r - радіус центра мас сегмента затискної цанги.

3.2. Модель для визначення питомого тиску в зонах контакту заготовки та конусної поверхні із сегментами затискної цанги в статиці

Для визначення питомого тиску на заготовку p на довжині затиску B від одного сегменту затискної цанги розглянемо його схему контакту із зовнішньою поверхнею заготовки (рис. 3.1).

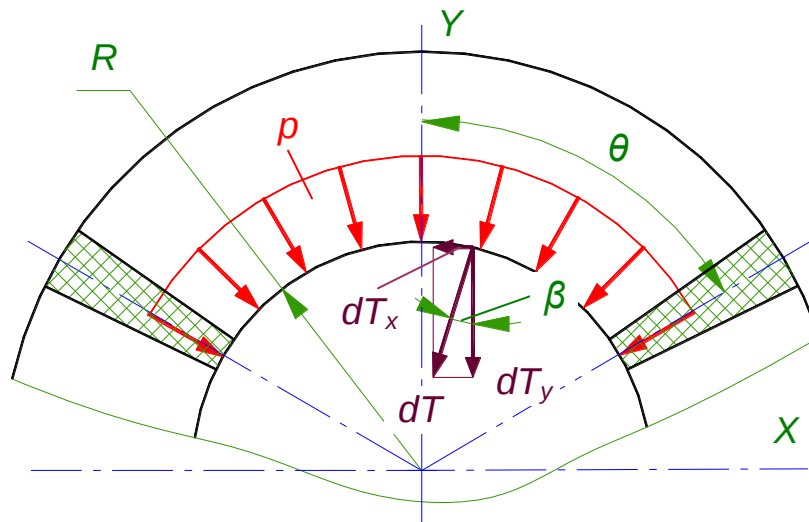


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема контакту сегменту затискної цанги із зовнішньою поверхнею заготовки

Будемо вважати що тиск, який передається для кожним сегментом затискної цанги рівним і постійним.

Сила затиску одним сегментом затискної цанги визначиться за залежністю [34]:

$$T = \int_{F(-\theta)}^{F(\theta)} \cos \beta \cdot dT = 2 \cdot \int_0^{F(\theta)} \cos \beta \cdot dT = 2 \cdot \int_0^{\theta} pBR \cos \beta \cdot d\beta, \quad (3.5)$$

де p - питомий тиск на зовнішню поверхню заготовки сегменту затискної цанги;

B - довжина контакту заготовки із внутрішньою поверхнею сегмента затискної цанги;

R - радіус затиску заготовки сегментами затискної цанги;

θ - половина кута контакту внутрішньої циліндричної поверхні сегментів затискної цанги.

Взявши інтеграл та підставивши границі інтегрування, отримаємо:

$$T = 2 \cdot p \cdot B \cdot R \cdot \sin \theta \quad (3.6)$$

Звідки отримаємо питомий тиск на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги:

$$p = \frac{T}{2 \cdot B \cdot R \cdot \sin \theta} \quad (3.7)$$

Питомий тиск на зовнішню поверхню заготовки всіх сегментів затискної цанги:

$$p_{\text{заг}} = n \cdot p \quad (3.8)$$

Цей тиск повинен бути настільки великий, щоб закріплення заготовки з силовим замиканням забезпечувало відсутність зміщення від сили різання $P_{\text{різ}}$ і моменту різання $M_{\text{різ}}$.

Для розроблення математичної моделі для визначення питомого тиску в зоні контакту конусної поверхні із сегментами затискної цанги розглянемо схему контакту (рис. 3.2).

Приймемо припущення, що при однаковій довжині обох конічних поверхонь контакту, контактний тиск p_1 по довжині розподіляється рівномірно. Тоді, нормальну силу F_n можна визначити як інтеграл контактного тиску p_1 між максимальним і мінімальним радіусом конічної поверхні сегменту цанги [34]:

$$F_n = \int_{r_i}^{r_s} p_1 dA = \int_{r_i}^{r_s} \frac{p_{\text{max}} r_i}{r} \cdot \frac{2\pi r}{\sin \alpha} dr = \frac{2\pi p_{\text{max}} r_i}{\sin \alpha} (r_s - r_i), \quad (3.9)$$

де r_s – максимальний радіус,

r_i – мінімальний радіус,

r – радіус елемента площі dA .

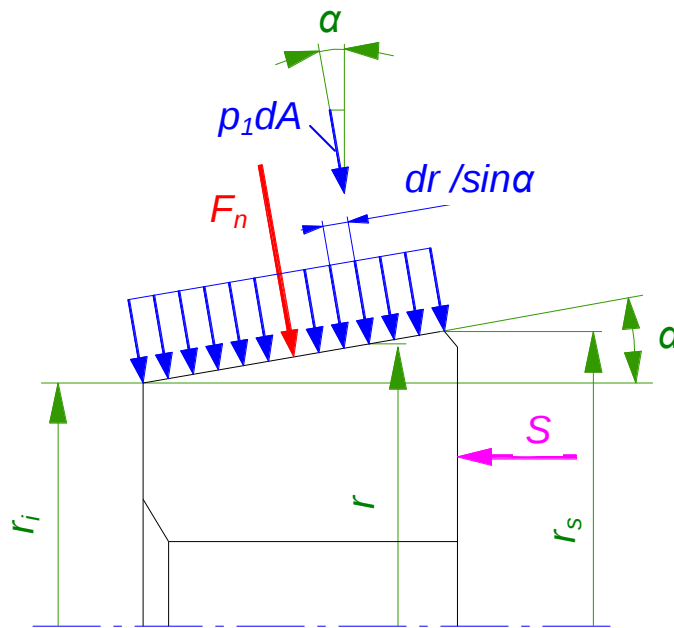


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема контакту сегменту затискної цанги із внутрішньою конусною поверхнею корпусу

Контактний тиск p_1 визначиться за залежністю:

$$p_1 = p_{max} \frac{r_i}{r}. \quad (3.10)$$

Отже, максимальний тиск виникає при мінімальному значенні радіуса r_i в рівнянні (3.9).

Осьова сила, що припадає на один сегмент затискної цанги, Нормальна сила F_n визначається за залежністю:

$$S = F_n \sin \alpha. \quad (3.11)$$

Підставивши вираз (3.11) у залежність (3.9) отримаємо вираз для визначення нормальної сили:

$$F_n = \frac{S}{\sin \alpha}. \quad (3.12)$$

Підставивши залежність у (3.9) отримаємо

$$\frac{S}{\sin \alpha} = \frac{2\pi p_{max} r_i}{\sin \alpha} (r_s - r_i). \quad (3.13)$$

Звідки отримаємо вираз для визначення максимального тиску:

$$p_{max} = \frac{S}{2\pi r_i (r_s - r_i)}. \quad (3.14)$$

Підставивши (3.14) у (3.10) отримаємо вираз для визначення контактного тиску:

$$p_1 = \frac{r_i}{r} \frac{S}{2\pi r_i (r_s - r_i)} = \frac{S}{2\pi r (r_s - r_i)}. \quad (3.15)$$

3.3. Моделювання силових характеристик цангового затискного патрона із сегментною цангою

3.3.1. Статичні силові характеристики

Дослідження впливу коефіцієнтів тертя в стиках цангового затискного патрона, кута нахилу конуса корпусу затискного патрона α та осьової сили приводу S_Σ на радіальну силу затиску заготовки проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD.

На рис. 3.3 приведені отримані за результатами моделювання графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_Σ від осьової сили приводу S_Σ та коефіцієнта тертя між внутрішньою конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом затискної цанги f . При цьому коефіцієнт тертя між торцем сегмента затискної цанги та торцем натискної гайки $\mu = 0,15$.

Вплив стану поверхонь тертя між внутрішньою конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом затискної цанги суттєво впливає на радіальну силу затиску. Збільшення коефіцієнта тертя від 0,1 до 0,15 приводить до зменшення максимальної радіальної сили затиску у 1,57 раз при куті нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha = 12^\circ$ та у 1,51 раз при куті нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha = 15^\circ$. Залежність сумарної статичної радіальної сили затиску T_Σ від осьової сили приводу S_Σ носить лінійний характер. Збільшення осьової сили приводу S_Σ від 3 до 9 кН призводить до зростання сумарної статичної радіальної сили затиску T_Σ від 8,9 до 26,8 кН при коефіцієнті тертя між конусною поверхнею корпусу цангового патрона та

сегментом затискної цанги $f = 0,1$ та куті нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha = 12^\circ$. Коефіцієнт підсилення при цьому становить $K_n = 2,98$.

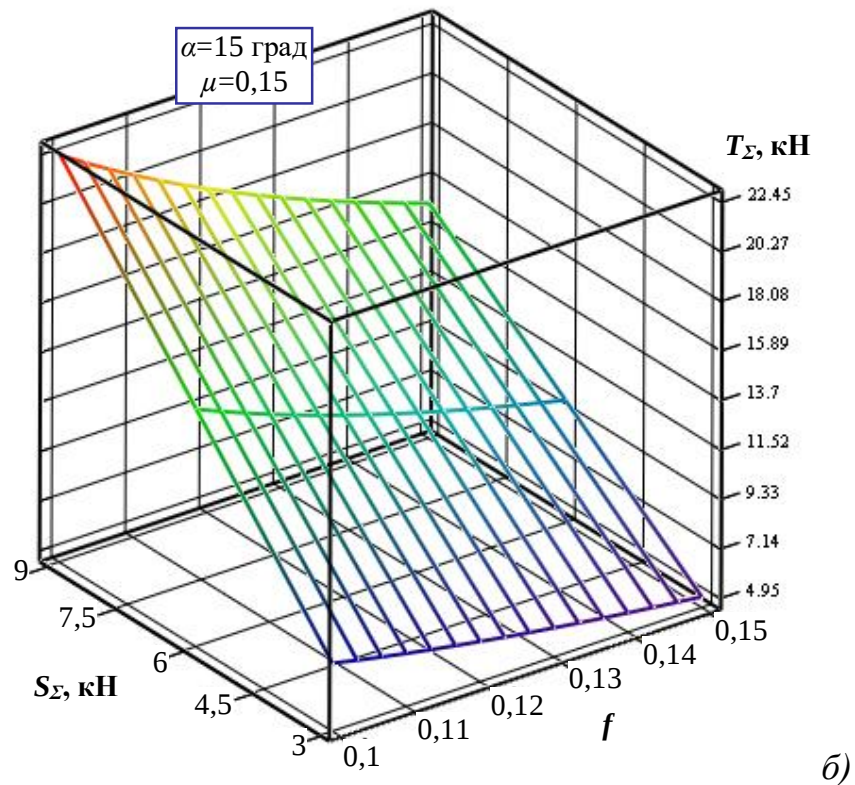
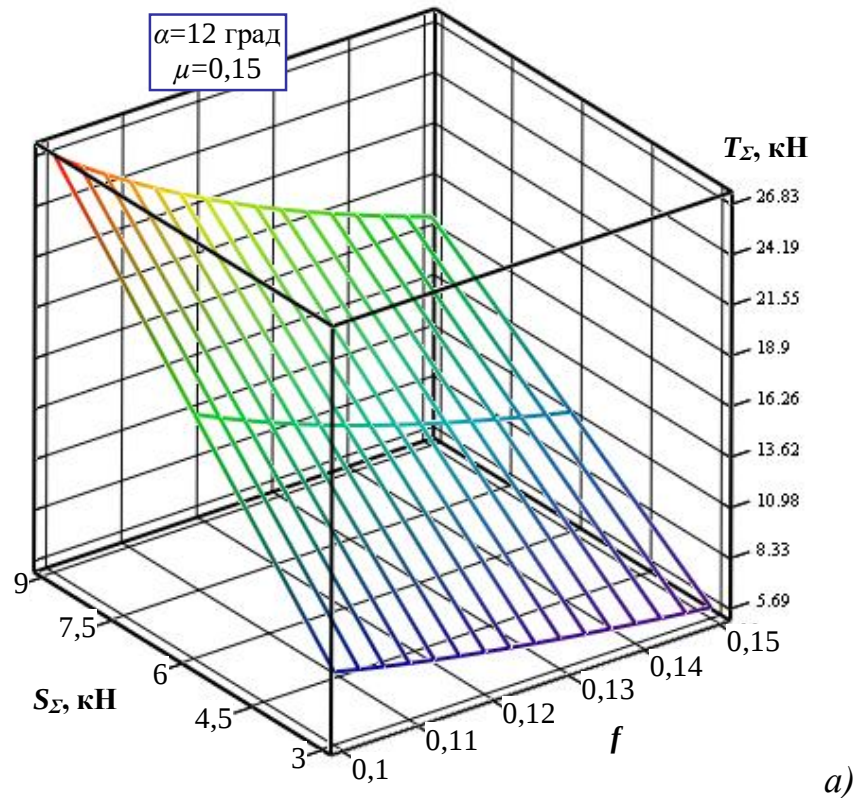


Рисунок 3.3 – Графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_Σ від осьової сили приводу S_Σ та коефіцієнта тертя між конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом цанги f : а - $\alpha = 12^\circ$ град; б - $\alpha = 15^\circ$

При куті нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha = 15^\circ$ і тих самих умовах збільшення осьової сили приводу S_Σ від 3 до 9 кН призводить відповідно до зростання сумарної статичної радіальної сили затиску T_Σ від 7,5 до 22,5 кН. Коефіцієнт підсилення при цьому становить $K_n = 2,5$.

Вплив кута нахилу конуса корпусу затискного патрона α та осьової сили приводу S_Σ на значення статичної радіальної сили затиску T_Σ приведені на рис. 3.4. Моделювання проводилося для коефіцієнта тертя між конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом цанги $f = 0,1$ та $f = 0,15$ і коефіцієнта тертя між торцем сегмента затискної цанги та торцем натискної гайки $\mu = 0,1$ та $\mu = 0,15$.

Як видно із графічних залежностей сумарної статичної радіальної сили затиску T_Σ (рис. 4) при збільшенні кута нахилу конуса корпусу затискного патрона α від 10 до 15 град. сумарна максимальна статична радіальної сили затиску T_Σ зменшується у 1,36 раз при $f = 0,1$ $\mu = 0,1$ та у 1,32 рази при коефіцієнті між конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом цанги $f = 0,15$, $\mu = 0,15$.

3.3.2. Силіві характеристики в процесі усталеного обертання

Дослідження впливу частоти обертання затискного патрона n (при масі сегмента затискної цанги $m_{SEG} = 0,33$ кг і його радіусі центра мас $r = 22$ мм) для різних сумарних осьових сил S_Σ на сумарну динамічну радіальну силу затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD.

На рис. 3.5 приведені отримані за результатами моделювання графічні залежності сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ від частоти обертання затискного патрона n при різних сумарних осьових силах S_Σ .

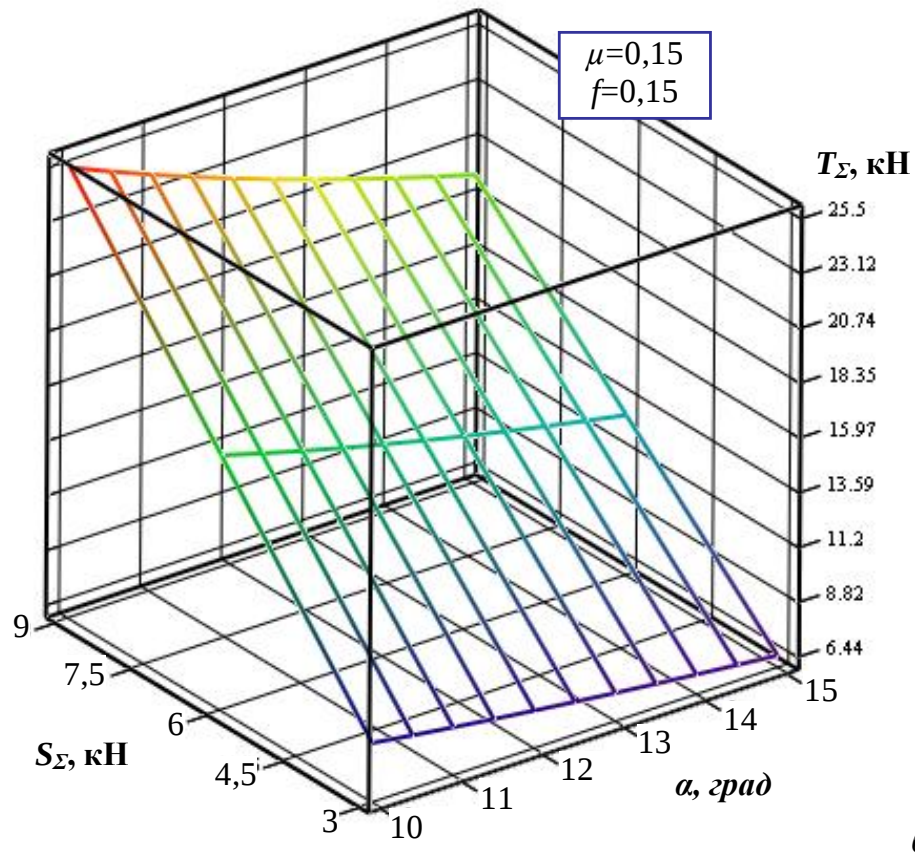
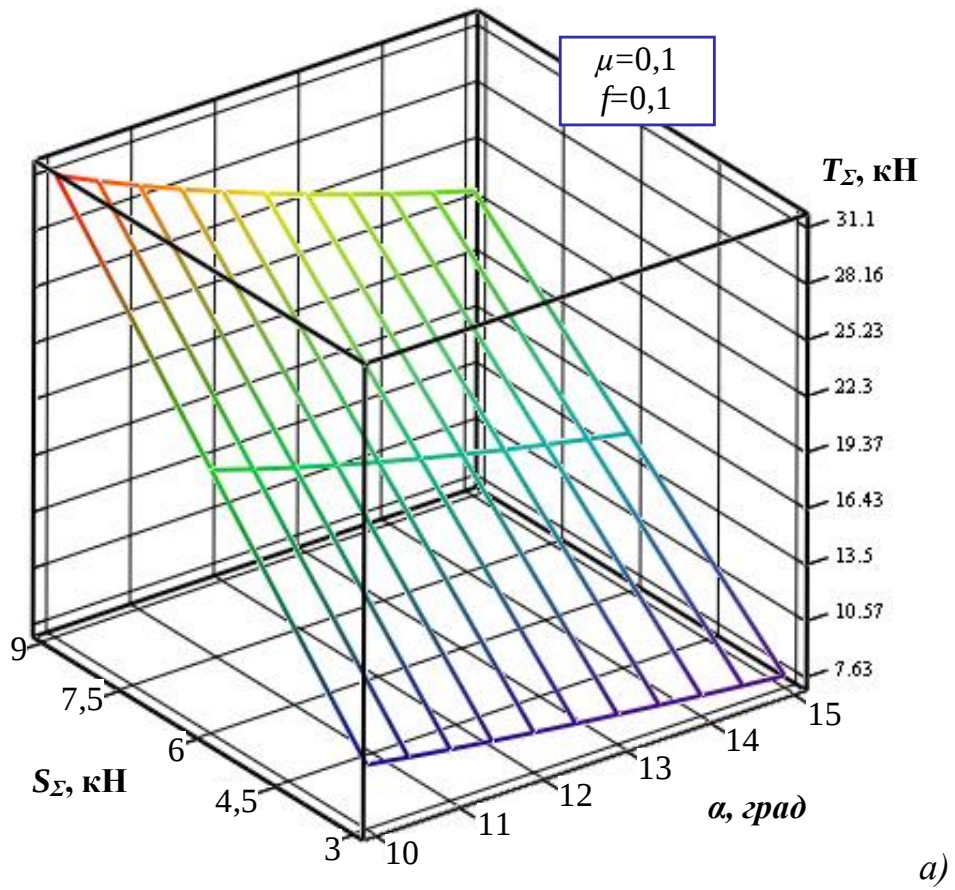


Рисунок 3.4 – Графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від осьової сили приводу S_{Σ} та кута нахилу конуса корпусу затискного патрона α :
 а - $f = 0,1$ $\mu = 0,1$; б - $f = 0,15$, $\mu = 0,15$

При цьому коефіцієнт тертя між торцем сегмента затискної цанги та торцем натискної гайки $\mu = 0,15$; коефіцієнт тертя між конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом цанги $f = 0,15$.

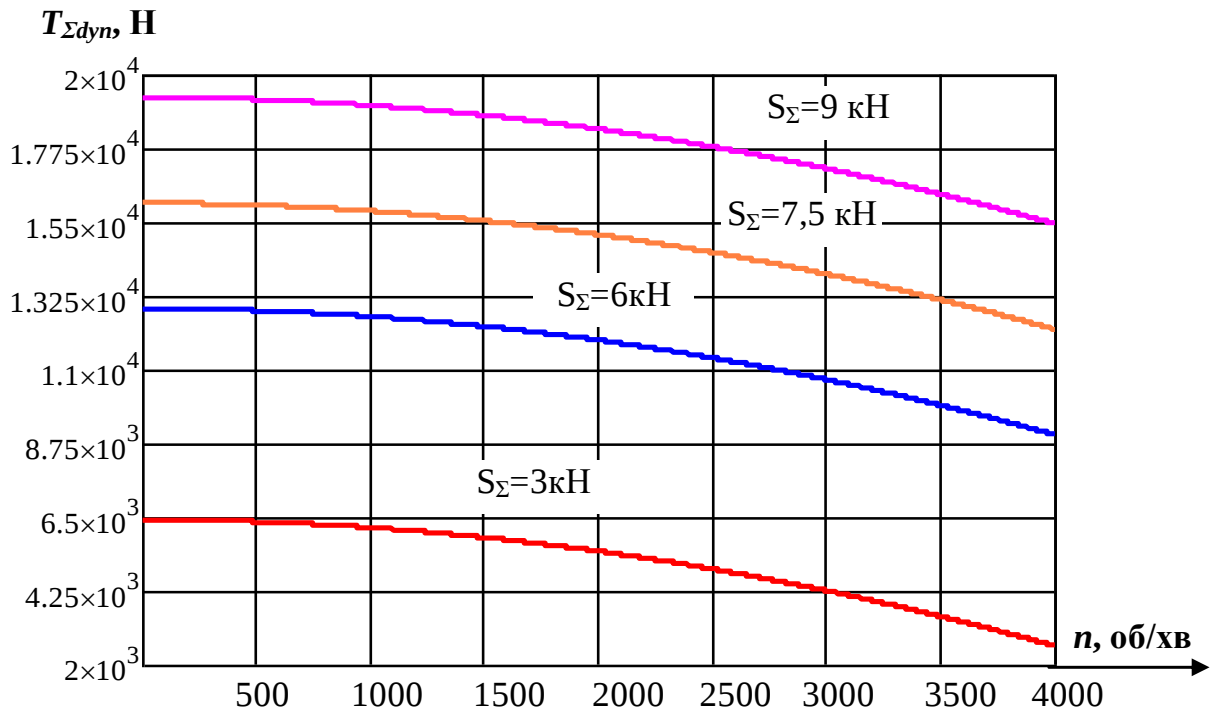


Рисунок 3.5 – Графічні залежності сумарної динамічної радіальної сили затиску $T_{\Sigma dyn}$ від частоти обертання затискного патрона n при різних сумарних осьових силах S_{Σ}

Залежності сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ від частоти обертання цангового затискного патрона n показують, що із збільшенням частоти обертання сумарна динамічна радіальна сила затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ зменшується по квадратичній залежності.

Збільшення частоти обертання n від 0 до 4000 об/хв призводить до зменшення сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ з 19,3 кН до 15,5 кН (тобто у 1,26 раз) при $S_{\Sigma}=9$ кН та з 6,45 кН до 2,6 кН (тобто у 2,5 рази) при $S_{\Sigma}=3$ кН.

Отримана залежність (3.4) дозволяє визначати допустимі частоти обертання цангового затискного патрона $[n]$ виходячи із статичної сумарної радіальної сили затиску T_{Σ} . Виходячи з умов безпечної роботи допустима

динамічна сумарна радіальна сила затиску за рекомендаціями [1, 6] повинна становити $[T_{\Sigma dyn}] = T_{\Sigma} / 3$.

3.4. Дослідження питомого тиску в зоні контакту заготовки із сегментами затискної цанги

Дослідження впливу величини радіальної сили затиску T та діаметра внутрішньої циліндричної поверхні сегментів затискної цанги $d=2R$ на питомий тиск в зоні контакту заготовки із сегментами проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD [35]. Моделювання проводилося для довжини контакту заготовки із внутрішньою поверхнею сегмента затискної цанги $B=46$ мм та половині кута контакту внутрішньої циліндричної поверхні сегментів затискної цанги $\theta=52^\circ$. Вихідними даними для моделювання, при яких визначалася радіальна сила затиску одним сегментом, також були: коефіцієнти тертя $\mu=0,15$ та $f=0,15$; кут нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha=15^\circ$.

На рис. 3.6 приведені отримані за результатами моделювання графічні залежності питомого тиску p на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги від радіальної сили затиску T , що діє на один сегмент затискної цанги, та діаметра затиску заготовки d сегментами затискної цанги. Аналіз графічних залежностей зміни питомого тиску p від зміни діаметра затиску від 20 до 52 мм показує, що із збільшенням діаметра затиску питомий тиск на зовнішню поверхню заготовки зменшується. При максимальній радіальній силі затиску $T_{\max}=7$ кН, що припадає на один сегмент, та при зміні діаметра затиску заготовки від мінімального до максимального питомий тиск p зменшився з 9,66 до 3,71 МПа. При мінімальній радіальній силі затиску $T_{\min}=2$ кН, що припадає на один сегмент, та при зміні діаметра затиску заготовки від мінімального до максимального питомий тиск p зменшився від 2,79 МПа до 1,06 МПа. Зменшення питомого тиску p у обох випадках відбулося у 2,6 рази. Це пояснюється тим, що при більших діаметрах затиску заготовки площа

контакту сегмента із заготовкою більша. Залежність зміни питомого тиску p від зміни діаметра затиску заготовки має нелінійний характер, а від зміни радіальної сили затиску – має лінійний характер.

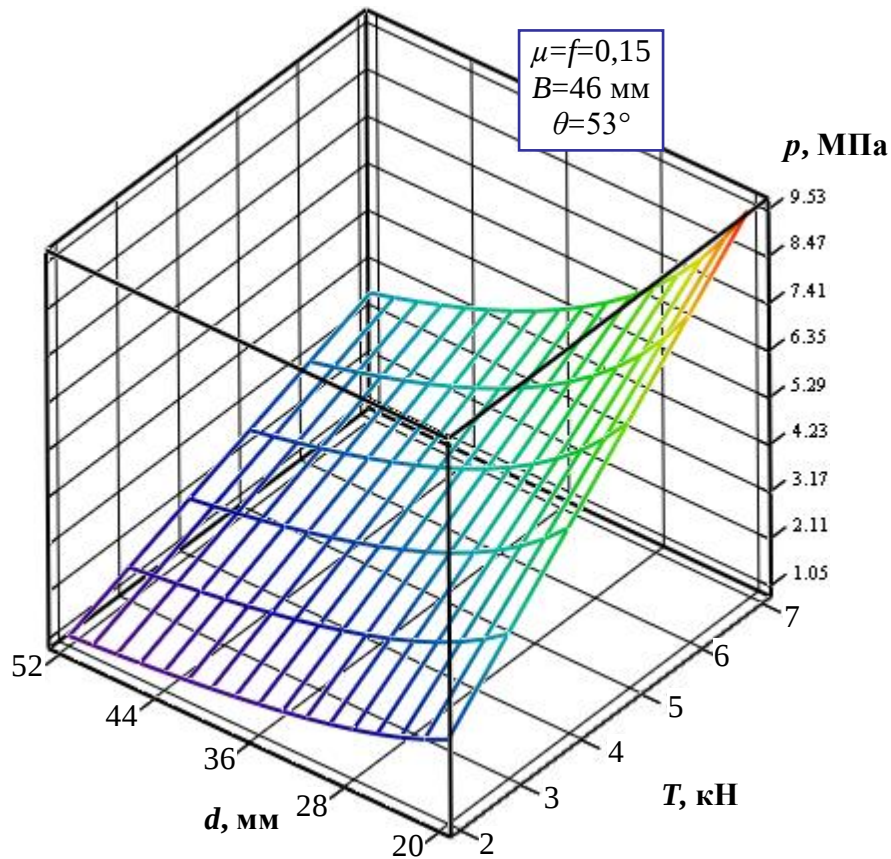


Рисунок 3.6 – Графічні залежності питомого тиску p на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги від радіальної сили затиску одним сегментом T та діаметра затиску d

3.5. Дослідження питомого тиску в зоні контакту конусної поверхні корпусу із сегментами затискної цанги

Дослідження впливу величини осьової сили затиску S , що припадає на один сегмент затискної цанги, на питомий тиск p_1 по довжині зовнішньої конічної поверхні сегменту затискної цанги проводилося за допомогою ПЕОМ з використанням пакету прикладних програм MatCAD [35]. Моделювання проводилося для конусної поверхні сегменту затискної цанги із максимальним радіусом $r_s = 40$ мм та мінімальним радіус $r_i = 28$ мм та куті нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha = 15^\circ$.

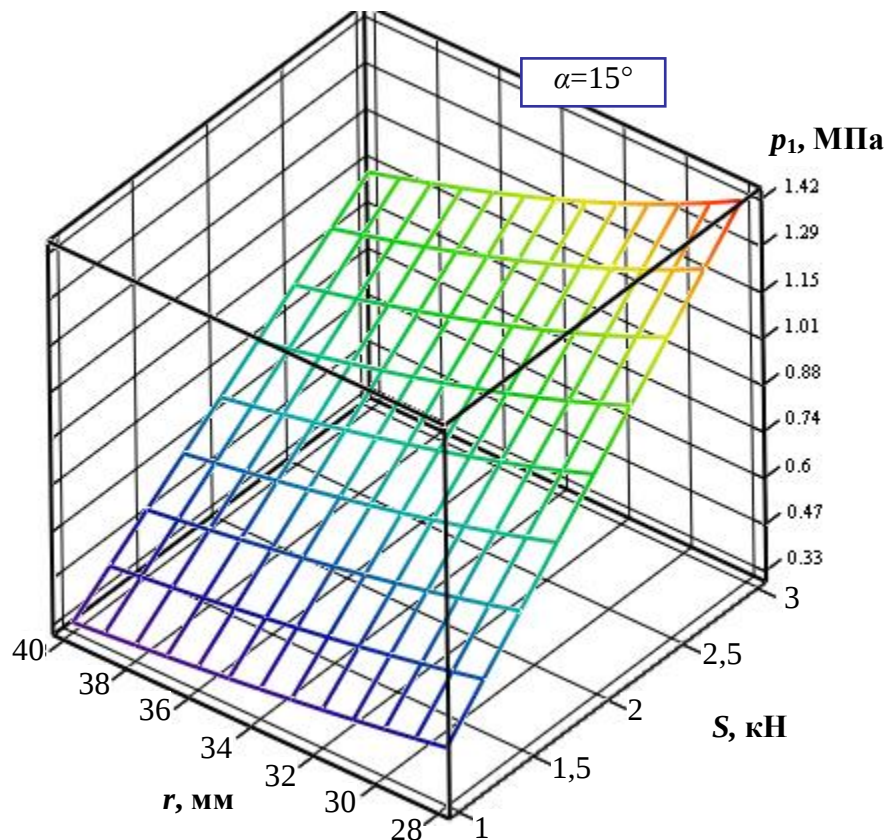


Рисунок 3.7 – Графічні залежності розподілу питомого тиску p_1 по конічній поверхні сегменту затискної цанги від осьової сили приводу затиску S , що припадає на один сегмент

На рис. 3.7 приведені отримані за результатами моделювання графічні залежності розподілу питомого тиску p_1 по конічній поверхні сегменту затискної цанги від осьової сили приводу затиску S , що припадає на один сегмент.

Із рис. 3.7 та залежності (3.15) видно, що максимальний питомий тиск $p_{\max}$ буде виникати на ділянці конічної поверхні із мінімальним радіусом $r_i = 28$ мм, а мінімальний $p_{\min}$ – на ділянці конічної поверхні із максимальним радіусом $r_s = 40$ мм. При максимальній осьовій силі приводу затиску $S_{\max} = 3$ кН максимальний питомий тиск становить $p_{\max} = 1,42$ МПа, а мінімальний – $p_{\min} = 0,99$ МПа. При мінімальній осьовій силі приводу затиску $S_{\max} = 1$ кН максимальний питомий тиск становить $p_{\max} = 0,47$ МПа, а мінімальний – $p_{\min} = 0,33$. Тобто максимальний питомий тиск у 1,43 рази більший за мінімальний при значеннях осьової сили приводу затиску S від 1 до 3 кН.

Це пояснюється тим, що ділянці конічної поверхні із мінімальним радіусом довжина лінії контакту сегмента затискної цанги в поперечному перерізі менша у порівнянні із довжиною лінії контакту сегмента затискної цанги на ділянці із максимальним радіусом.

Залежність розподілу питомого тиску p_1 по конічній поверхні сегменту затискної цанги від осьової сили приводу затиску S , що припадає на один сегмент, має лінійний характер.

3.6. Висновки по розділу 3

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки:

1. На основі розробленої розрахункової схеми передачі сил при затиску у цанговому затискному патроні із сегментною цангою розроблено математичну модель передачі сил в статиці та процесі усталеного обертання.

2. На основі розробленої розрахункової схеми контакту сегменту затискної цанги із зовнішньою поверхнею заготовки та прийнятому припущенні рівного і постійного тиску, який передається для кожним сегментом затискної цанги, розроблено математичну модель для визначення питомого тиску в зоні контакту заготовки із сегментами затискної цанги в статиці.

3. На основі розробленої розрахункової схеми контакту сегменту затискної цанги із внутрішньою конусною поверхнею корпусу та прийнятому припущенні рівномірного розподілу контактного тиску при однаковій довжині контактуючих конічних поверхонь розроблено математичну модель для визначення питомого тиску в зоні контакту конусної поверхні корпусу із сегментами затискної цанги в статиці.

4. За результатами теоретичних досліджень впливу коефіцієнтів тертя в стиках цангового затискного патрона, кута нахилу конуса корпусу затискного патрона α та осьової сили приводу S_Σ на радіальну силу затиску заготовки T_Σ в статиці можна зробити наступні висновки:

- стан поверхонь тертя між внутрішньою конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом затискної цанги та між його торцем і натискною гайкою суттєво впливає на сумарну радіальну силу затиску;

- збільшення коефіцієнта тертя між внутрішньою конусною поверхнею корпусу цангового патрона та сегментом затискної цанги від 0,1 до 0,15 приводить до зменшення T_{Σ} у 1,51 раз при куті нахилу конуса корпусу затискного патрона $\alpha = 15^\circ$;

- коефіцієнт підсилення цангового затискного патрона при $f = 0,1$, $\mu = 0,15$ та $\alpha = 12^\circ$ становить $K_n = 2,98$, а при $f = 0,1$, $\mu = 0,15$ та $\alpha = 15^\circ$ - $K_n = 2,5$;

- при збільшенні кута нахилу конуса корпусу затискного патрона α від 10° до 15° сумарна максимальна статична радіальна сила затиску зменшується у 1,36 раз при $f = 0,1$, $\mu = 0,1$ та у 1,32 рази – при $f = 0,15$, $\mu = 0,15$.

5. За результатами моделювання залежності сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки від частоти обертання затискного патрона при різних сумарних осьових силах приводу встановлено її зменшення із ростом частоти обертання по квадратичній залежності. Збільшення частоти обертання від 0 до 4000 об/хв призводить до зменшення сумарної динамічної радіальної сили затиску у 1,26 раз при $S_{\Sigma} = 9$ кН та у 2,5 рази при $S_{\Sigma} = 3$ кН.

6. Отримані результати залежності питомого тиску на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги при зміні діаметра затиску від 20 до 52 мм показують, що із збільшенням діаметра затиску питомий тиск зменшується у 2,6 рази. Максимальний питомий тиск на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги буде складати 9,66 МПа при мінімальному діаметрі затиску 20 мм та максимальній радіальній силі затиску, що припадає на один сегмент, 7 кН.

7. За проведеними теоретичними дослідженнями розподілу питомого тиску по конічній поверхні сегменту затискної цанги від осьової сили приводу затиску, що припадає на один сегмент, встановлено що:

- максимальний питомий тиск буде виникати на ділянці конічної поверхні із мінімальним радіусом, а мінімальний – на ділянці конічної поверхні із максимальним радіусом;

- для розробленої конструкції цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску максимальний питомий тиск у 1,43 рази більший за мінімальний;

- максимальний питомий тиск становить 1,42 МПа при максимальній осьовій силі приводу затиску, що припадає на один сегмент, 3 кН.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги ергономіки до організації робочого місця оператора горизонтального двопшпіндельного токарного верстата з ЧПК

Робоче місце оператора – це місце в системі «людина-техніка», оснащене засобами відображення інформації, органами керування і допоміжним обладнанням, на якому здійснюється його трудова діяльність. Правильна організація робочого місця передбачає розв’язання таких основних завдань [40, 41]:

- вибір раціональної робочої пози;
- раціональне розміщення індикаторів і органів керування у відповідності з їх важливістю і частотою користування в межах поля зору і зон досягання;
- забезпечення оптимального обзору робочого місця;
- відповідність конструкції технічних пристроїв і робочих меблів антропометричним, фізіологічним і психологічним характеристикам людини;
- відповідність інформаційних потоків можливостям людини щодо сприймання і переробки інформації;
- забезпечення сприятливих санітарно-гігієнічних умов праці;
- забезпечення умов для відпочинку оператора в процесі роботи.

Безпосередній вплив на функціональний стан і працездатність оператора, а також надійність, швидкість і точність його роботи має виробниче середовище. Воно може бути комфортним, відносно дискомфортним, екстремальним та надекстремальним [40, 41].

З метою зменшення несприятливого впливу елементів виробничого середовища на оператора при проектуванні системи «людина-техніка-середовище» необхідно враховувати такі вимоги [40, 41]:

- нормовані виробничі елементи при їх комплексній взаємодії не повинні негативно впливати на здоров’я людини при професійній діяльності протягом тривалого часу (роки);

- допустимі параметри несприятливих факторів за тривалістю та інтенсивністю впливу не повинні викликати протягом робочого дня зниження надійності і ефективності діяльності оператора.

Інформація про стан керованого об'єкта поступає від засобів відображення інформації (ЗВІ), якими є різні прилади і які формують сенсорне поле на робочому місці. За функціями інформації ЗВІ поділяються на командні (цільові) і ситуаційні. Перші дають відомості про необхідні дії для досягнення мети, другі - інформацію щодо протікання технологічного процесу та описують наявну ситуацію [40, 41].

За способом використання показників ЗВІ поділяються на три групи [40, 41]:

- для контрольного читання. Оператор встановлює наявність чи відсутність умов роботи, норму чи відхилення від неї якихось параметрів;
- для кількісного читання. Ці індикатори передають інформацію у вигляді числових значень;
- для якісного читання. Інформація вказує на напрямок зміни керованого параметра.

Засоби відображення інформації є технічною основою для побудови інформаційної моделі процесу керування.

Інформаційна модель повинна відповідати таким вимогам [40, 41]:

- за змістом адекватно відображати об'єкти керування і навколишнє середовище;
- за кількістю інформації забезпечувати оптимальний інформаційний баланс і запобігати як дефіциту, так і перевантаженню інформацією оператора;
- за формою і композицією відповідати завданням оператора щодо управління і його психофізіологічним можливостям щодо сприймання і переробки інформації.

Системи відображення інформації виконуються у вигляді табло, мнемосхем, приладних панелей і щитів.

Для зменшення перевантаження інформацією необхідно [40, 41]:

- подавати інформацію завчасно, до початку виконання дій;
- зменшити потік інформації до необхідного мінімуму;
- передбачити можливість фільтрації інформації, тобто дати можливість оператору відбирати дані відповідно до умов роботи;
- виділити максимально можливий час для прийняття рішення;
- зберігати на індикаторі інформацію за бажанням оператора протягом необхідного часу.

Основні принципи компоновання засобів відображення інформації такі [40, 41]:

- принцип лаконічності. Засіб містить лише ті елементи, які необхідні для забезпечення оператора інформацією про стан об'єкта і вибору оптимального способу впливу;
- принцип узагальнення і уніфікації означає, що не слід виносити на засоби відображення елементи, які позначають несуттєві конструктивні особливості керованих об'єктів;
- принцип акценту на елементах контролю і керування. Це значить, що незалежно від розмірів цих елементів їх символи повинні виділятися дуже чітко;
- принцип автономності. Засоби відображення, які відповідають автономно контрольованим і керованим агрегатам і об'єктам, необхідно відокремити від інших;
- принцип просторового співвідношення елементів контролю і керування. Розміщення індикаторів має бути погоджено з розміщенням відповідних їм органів керування;
- принцип використання звичних асоціацій. Доцільно застосувати символи, які асоціюються з об'єктами і явищами, які вони позначають.

Рухи оператора характеризуються швидкістю, темпом, силою, точністю. Встановлено, що максимальний темп кругових рухів становить $4,0 \dots 4,8 \text{ с}^{-1}$; ударних рухів – від 5 до 14 ударів/с. При збільшенні зусиль темп зменшується. До просторових характеристик рухів оператора відносяться розміри моторного

поля (зони досягання) і траєкторії рухів. Розміри моторного поля для оператора визначаються довжиною витягнутої руки. В моторному полі розрізняють три зони - максимального, допустимого і оптимального досягання. У зонах оптимального і допустимого досягання можливі найбільш точні і швидкі рухи. У зоні максимального досягання точність і швидкість рухів зменшуються, а втома настає швидше.

4.2. Освітлення робочих місць машинобудівної дільниці

Серед факторів зовнішнього середовища, що впливають на організм людини в процесі праці, світло займає одне з важливих місць. Вірно спроектоване та виконане освітлення забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності [40, 41].

Світло впливає не лише на функцію органів зору, а й на діяльність організму загалом. При поганому освітленні людина швидко втомлюється, працює менш продуктивно, зростає потенційна небезпека помилкових дій і нещасних випадків. Врешті, погане освітлення може призвести до професійних захворювань, наприклад, таких як робоча міопія (короткозорість), спазм акомодатії.

Для створення оптимальних умов зорової роботи слід урахувувати не лише кількість та якість освітлення, а й кольорове оточення. Для створення сприятливих умов зорової роботи, які б виключали швидку втомлюваність очей, виникнення професійних захворювань нещасних випадків і сприяли підвищенню продуктивності праці та якості продукції, виробниче освітлення має відповідати наступним вимогам [40, 41]:

- створювати на робочій поверхні освітленість, що відповідає характеру зорової роботи і не є нижчою за встановлені норми;
- не повинно чинити осліплюючої дії як від самих джерел освітлення, так і від інших предметів, що знаходяться в полі зору;

- забезпечувати достатню рівномірність та постійність рівня освітленості у виробничих приміщеннях, щоб уникнути частоті переадаптації органів зору;
- не створювати на робочій поверхні різких та глибоких тіней (особливо рухомих);
- має бути достатній для розрізнення деталей контраст поверхонь, що освітлюються;
- не створювати небезпечних та шкідливих виробничих факторів (шум, теплові випромінювання, небезпечне ураження струмом, пожежо- та вибухонебезпека світильників);
- повинно бути надійним і простим в експлуатації, економічним та естетичним.

Залежно від джерела світла виробниче освітлення може бути:

- природним, що створюється прямими сонячними променями та розсіяним світлом небосхилу;
- штучним, що створюється електричними джерелами світла;
- суміщеним, при якому недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним.

Природне освітлення поділяється на: бокове (одно - або двостороннє), що здійснюється через світлові отвори (вікна) у зовнішніх стінах; верхнє, здійснюване через ліхтарі та отвори в дахах і перекриттях; комбіноване, що поєднує верхнє та бокове освітлення [40, 41].

Штучне освітлення може бути загальним та комбінованим [40, 41]. Загальним називають освітлення, при якому світильники розмішуються у верхній зоні приміщення (не нижче 2,5 м над підлогою) рівномірно (загальне рівномірне освітлення) або з урахуванням розташування робочих місць (загальне локалізоване освітлення). Комбіноване освітлення складається із загального та місцевого. Його доцільно застосовувати при роботах високої точності, а також, якщо необхідно створити певний або змінний, у процесі роботи, напрямок світла. Місцеве освітлення створюється світильниками, що концентрують світловий потік безпосередньо на робочих місцях. Застосування

лише місцевого освітлення не допускається з огляду на небезпеку виробничого травматизму та професійних захворювань. Робоча освітленість обов'язкова у всіх приміщеннях і на освітлюваних територіях для забезпечення нормальної роботи, проходу людей і руху транспорту.

Як джерела світла для освітлення виробничих приміщень використовують газорозрядні лампи. Основною перевагою газорозрядних ламп є велика світлова віддача - 40...110 лм/Вт [40, 41].

Від газорозрядних ламп можливо отримати світловий потік практично влюбій частині спектру, підбір відповідним чином інертних газів і парів металів, в атмосфері яких відбувається розряд. Газорозрядні лампи мають також ряд недоліків: відсутність інерції випромінювання газорозрядних ламп може привести до появи пульсації світлового потоку. Пульсація світлового потоку погіршує умови зорової роботи, а стробоскопічний ефект веде до збільшення небезпеки травматизму, і робить неможливе успішне виконання ряду виробничих операцій. Для стабілізації світлового потоку газорозрядних ламп необхідно використовувати дво- і трифазне включення в мережу, або послідовно вмикати баластний, ємнісний або індуктивний опір. Напруга при запалюванні в газорозрядних лампах, зазвичай, є значно вищою, ніж напруга мережі, тому для вмикання ламп доводиться використовувати складні пускові пристрої.

Найбільш розповсюдженими газорозрядними лампами є люмінесцентні, які мають форму циліндричної трубки. Внутрішня поверхня трубки покрита тонким шаром люмінофора, що використовується для перетворення ультрафіолетового випромінювання, яке виникає від дії електричного розряду в випарах ртуті, у видиме світло.

Створення у виробничих приміщеннях якісного й ефективного освітлення неможливе без використання раціональних світильників.

Найменша освітленість робочих поверхонь у виробничих приміщеннях регламентується СНиП 11-4-79 і визначається, в основному, характеристикою

зорової роботи [40, 41]. Норми носять міжгалузевий характер. На їх основі, як правило, розробляють норми для окремих галузей промисловості.

Електричний світильник є сукупністю джерела світла і освітлювальної арматури. Важливою характеристикою світильника є його коефіцієнт корисної дії. Освітлювальна арматура споживає частину світлового потоку випромінюючим джерелом світла. Відношення фактичного світлового потоку світильника до світлового потоку розміщеної в ньому лампи називається коефіцієнтом корисної дії. При використанні люмінесцентних ламп для освітлення виробничих приміщень із великим умістом пилу використовуються вологовибухопилозахиснені світильники ПВЛМ. У цьому світильнику встановлено дві лампи, що дає можливість зменшити пульсацію сумарного світлового потоку, і виключити стробоскопічний ефект.

Світильники серії ПВЛМ призначені для загального освітлення виробничих приміщень. В якості джерела світла використовується люмінесцентна лампа, яка живиться від мережі 220В або 380В і 50 Гц. Клас захисту від ураження електричним струмом - 1 по ГОСТ 12.2.007.0-75, захисний кут - не менше 15°, кліматичне виконання - УХЛ4, 04, ступінь захисту - 5'3 [40, 41].

4.3. Надзвичайні ситуації техногенного характеру

Надзвичайна ситуація (НС) – це стан певної території, що склався в результаті аварії, небезпечного природного явища, катастрофи, стихійного або іншого лиха, який може спричинити або спричинив людські жертви, збитки здоров'ю людей або навколишньому природному середовищу, а також значні матеріальні втрати і порушення умов життєдіяльності [42]:

До НС техногенного характеру відносяться [42]:

- транспортні аварії;
- пожежі і вибухи;
- аварії з викидом (загрозою викиду) сильнодіючих отруйних речовин;

- аварії з викидом (загрозою викиду) радіоактивних речовин (РВ);
- аварії з викидом (загрозою викиду) біологічно небезпечних речовин;
- раптове обрушення будівель;
- аварія на електроенергетичних системах;
- аварії в комунальних системах життєзабезпечення;
- аварії на очисних спорудах;
- гідродинамічні аварії.

Основні способи захисту населення під час НС техногенного характеру.

1. Інформування та оповіщення [42].

Інформування й оповіщення у сфері захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного характеру є основним і головним невід'ємним елементом усієї системи заходів такого захисту. Інформацію становлять відомості про прогнозувані або виниклі надзвичайні ситуації з визначенням їх класифікації, меж поширення і наслідків, а також способи і методи реагування на них.

Центральні і місцеві органи виконавчої влади, виконавчі органи рад зобов'язані надавати населенню через засоби масової інформації оперативну і достовірну інформацію про стан захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, про виникнення надзвичайних ситуацій, методи і способи їх захисту, уживання заходів щодо забезпечення безпеки.

Оповіщення про загрозу виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру та постійне інформування населення про них забезпечуються шляхом:

- завчасного створення і підтримки в постійній готовності загальнодержавної і територіальних автоматизованих систем централізованого оповіщення населення;
- організаційно-технічного об'єднання територіальних систем централізованого оповіщення і систем оповіщення на об'єктах господарювання;
- завчасного створення й організаційно-технічного об'єднання із системами спостереження і контролю постійно діючих локальних систем

оповіщення й інформування населення в зонах можливого катастрофічного затоплення, районах розміщення радіаційних і хімічних підприємств, інших об'єктів підвищеної небезпеки;

– централізованого використання загальнодержавних і галузевих систем зв'язку, радіопровідного, телевізійного оповіщення, радіотрансляційних мереж та інших технічних засобів передачі інформації.

2. Спостереження [42].

З метою своєчасного захисту населення і території від надзвичайних ситуацій техногенного характеру, запобігання і реагування на них відповідними центральними і місцевими органами виконавчої влади здійснюються:

- створення і підтримка в постійній готовності загальнодержавної і територіальних систем спостереження і контролю з включенням у них існуючих сил і засобів контролю;

- організація збору, обробки і передачі інформації про стан навколишнього середовища, забруднення харчових продуктів, продовольчої сировини, фуражу, води радіоактивними, хімічними речовинами, мікроорганізмами й іншими біологічними реагентами.

3. Укриття в захисних спорудах [42].

Укриттю в захисних спорудах, у разі потреби, підлягає населення відповідно до його приналежності до груп (працююча зміна, населення, яке проживає в небезпечних зонах).

Створення фонду захисних споруд забезпечується шляхом [42]:

– комплексного освоєння підземного простору міст і населених пунктів для взаємопогоджуваного розміщення в ньому споруд і приміщень соціально-побутового, воєнного і господарського призначення з урахуванням необхідності пристосування і використання частини приміщень для укриття населення у випадку виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру;

- обстеження й узяття на облік підземних і наземних будівель і споруд, які відповідають вимогам захисту споруд підземного простору міст, гірничих вирубок і природних пустот;
- дообладнування з урахуванням реальної обстановки підвальних й інших заглиблених приміщень;
- будівництва заглиблених споруд, окремо розташованих від об'єктів виробничого призначення і пристосованих для захисту;
- масового будівництва в період загрози виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру найпростіших сховищ і укриттів;
- будівництва окремих сховищ і протирадіаційних укриттів.

Перелік таких сховищ, укриттів та інших захисних споруд, які необхідно побудувати, щорічно визначається спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади, до компетенції якого віднесені питання захисту населення і територій від надзвичайної ситуації техногенного і природного характеру, і затверджуються Кабінетом Міністрів України.

Наявний фонд захисних споруд використовується для господарських, культурних і побутових потреб у порядку, що визначається спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади, до відання якої віднесені питання захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного і природного характеру, і затверджується Кабінетом Міністрів України.

4. Евакуаційні заходи [42]:

В умовах неповного забезпечення захисними спорудами в містах та інших населених пунктах, які мають об'єкти підвищеної небезпеки, основним засобом захисту є евакуація населення і розміщення його в зонах, безпечних для проживання людей і тварин.

Евакуації підлягає населення, що проживає в населених пунктах, розташованих у зонах можливого катастрофічного затоплення, можливого небезпечного радіоактивного забруднення, хімічного ураження, у районах

виникнення стихійних лих, аварій і катастроф (якщо виникає безпосередня загроза життю і здоров'ю людей).

У залежності від обстановки, що склалася під час надзвичайної ситуації техногенного характеру, може бути проведена загальна чи часткова евакуація населення тимчасового чи безповоротного характеру.

У сфері захисту населення і території від надзвичайних ситуацій техногенного характеру евакуація населення планується на випадок [42]:

- аварії на атомній електростанції з можливим забрудненням території;
- усіх видів аварій з викидом сильнодіючих отруйних речовин.
- Проведення організованої евакуації, запобігання проявів паніки і недопущення загибелі людей забезпечується шляхом:
 - планування евакуації населення;
 - визначення зон, придатних для розміщення евакуйованих з потенційно небезпечних зон;
 - організації оповіщення керівником підприємств і населення про початок евакуації;
 - організації управління евакуацією;
 - усебічного життєзабезпечення в місцях безпечного розселення евакуйованого населення;
 - навчання населення діям при проведенні евакуації.

Евакуація населення проводиться способом, який передбачає вивезення основної частини населення із зон надзвичайних ситуацій техногенного характеру усіма видами наявного транспорту, а у випадку його відсутності чи недостатчі (а також у випадку руйнування транспортних шляхів)— організоване виведення населення пішки за заздалегідь розробленими маршрутами.

5. Інженерний захист [42].

При проектуванні й експлуатації споруд та інших об'єктів господарювання, наслідки діяльності яких можуть шкідливо вплинути на безпеку населення і навколишнього середовища, обов'язково розробляються і здійснюються заходи

інженерного захисту з метою запобігання виникнення надзвичайної ситуації техногенного характеру.

Заходи інженерного захисту населення і території повинні передбачати [42]:

- облік при розробці генеральних планів забудови населених пунктів і веденні містобудування можливих проявів в окремих регіонах і на окремих територіях небезпечних та катастрофічних явищ;
- раціональне розміщення об'єктів підвищеної небезпеки з урахуванням можливих наслідків їх діяльності у випадку виникнення аварій для безпеки населення і навколишнього середовища;
- будівництво будинків, будівель, споруд, інженерних мереж і транспортних комунікацій із заданими рівнями безпеки і надійності;
- розробку і впровадження заходів безаварійного функціонування об'єктів підвищеної небезпеки;
- розробку і здійснення регіональних та місцевих планів запобігання й ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій техногенного характеру.

6. Медичний захист.

Заходи запобігання чи зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання медичної допомоги постраждалим і їх лікування, забезпечення епідемічного благополуччя в зонах надзвичайних ситуацій техногенного характеру повинні передбачати:

- планування і використання існуючих сил і засобів установ охорони здоров'я незалежно від форм власності і господарювання;
- введення в дію національного плану соціально-психологічних заходів при виникненні і ліквідації надзвичайних ситуацій техногенного характеру;
- розгортання в умовах надзвичайної ситуації техногенного характеру необхідної кількості лікувальних установ;
- завчасне застосування профілактичних медичних препаратів і санітарно-епідеміологічних заходів;
- контроль за якістю харчових продуктів і продовольчої сировини,

питною водою і джерелами водопостачання;

- контроль за станом атмосферного повітря й опадів;
- завчасне створення і підготовку спеціальних медичних формувань;
- нагромадження медичних засобів захисту, медичного і спеціального майна й техніки;
- контроль за станом навколишнього середовища, санітарно-гігієнічною й епідемічною ситуацією;
- підготовку медичного персоналу і загальне медико-санітарне навчання населення.

Для надання безкоштовної медичної допомоги потерпілим від надзвичайної ситуації техногенного характеру громадянам, рятувальникам і особам, які беруть участь у ліквідації НС, діє Державна служба медицини катастроф, як особливий вид державних аварійно-рятувальних служб. Державна служба медицини катастроф складається з медичних сил і засобів та лікувальних установ центрального і територіального рівнів незалежно від виду діяльності і галузевої приналежності, визначених центральним органом виконавчої влади з питань охорони здоров'я за узгодженням зі спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади, до компетенції якого віднесені питання захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного характеру, з питань оборони, з питань внутрішніх справ, з питань транспорту. Координацію діяльності Державної служби медицини катастроф на випадок виникнення надзвичайних ситуацій техногенного і природного характеру здійснюють спеціальні комісії загальнодержавного (регіонального, місцевого, об'єктового) рівня, утворені згідно із Законом. Організаційно-методичне керівництво Державною службою медицини катастроф здійснюється центральним органом виконавчої влади з питань охорони здоров'я.

Положення про Державну службу медицини катастроф розробляється центральним органом виконавчої влади з питань охорони здоров'я і спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади, до компетенції якого віднесені питання захисту населення і території від надзвичайних ситуацій

техногенного і природного характеру, і затверджується Кабінетом Міністрів України.

Постраждалому населенню, особливо дітям, а також залученим до виконання аварійно-рятувальних робіт у випадку виникнення надзвичайної ситуації техногенного і природного характеру за висновками Державної служби медицини катастроф чи лікарняно-трудової комісії, рятувальникам аварійно-рятувальних служб лікарями підрозділів аварійно-рятувальних служб надається гарантоване забезпечення відповідним лікуванням і психологічним відновленням у санітарно-курортних установах, при яких створені центри медико-психологічної реабілітації.

Центри медико-психологічної реабілітації створюються при діючих санаторно-курортних установах. Перелік центрів медико-психологічної реабілітації, порядок проходження медико-психологічної реабілітації, положення про медико-психологічну реабілітацію, відповідність санітарно-курортних установ вимогам медико-психологічної реабілітації щорічно визначаються у відповідних положеннях, розроблюваних центральним органом виконавчої влади з питань охорони здоров'я і затверджуваних спеціально уповноваженим центральним органом виконавчої влади, до компетенції якого віднесені питання захисту населення і території від надзвичайної ситуації техногенного характеру.

8. Біологічний захист [42]:

Захист від біологічних засобів ураження включає своєчасне виявлення факторів біологічного ураження в залежності від їх виду і ступеня ураження, проведення комплексу адміністративно-господарських режимно-обмежувальних і спеціальних протиепідемічних і медичних заходів.

Біологічний захист передбачає [42]:

- своєчасне використання колективних та індивідуальних засобів захисту;
- введення режимів карантину і обсервації;
- знезаражування вогнища ураження;

- необхідне знезаражування людей, тварин і т.п.;
- своєчасну локалізацію зони біологічного ураження;
- проведення екстреної і специфічної профілактики;
- дотримання протиепідемічного режиму підприємствами, установами та організаціями незалежно від форм власності й господарювання і населенням.

9. Радіаційний і хімічний захист [42]:

Радіаційний і хімічний захист включає заходи для виявлення й оцінки радіаційної, хімічної обстановки, організацію і здійснення дозиметричного і хімічного контролю, розробку типових режимів радіаційного захисту, забезпечення засобами індивідуального і колективного захисту, організацію і проведення спеціальної обробки.

Виконання вимог радіаційного і хімічного захисту забезпечується шляхом:

- завчасного нагромадження і підтримки в готовності засобів індивідуального захисту та приладів дозиметричного і хімічного контролю, обсяги і місця збереження яких визначаються відповідно до встановлених зон небезпеки, забезпечення вказаними засобами насамперед особового складу формувань, які беруть участь у проведенні аварійно-рятувальних й інших невідкладних робіт у вогнищах ураження, а також персоналу радіаційно і хімічно небезпечних об'єктів господарювання і населення, що проживає в зонах небезпечного зараження і навколо них;
- своєчасного впровадження заходів, способів і методів виявлення й оцінки масштабів та наслідків аварій на радіаційно і хімічно небезпечних об'єктах господарювання;
- створення уніфікованих засобів захисту приладів і комплектів дозиметричного й хімічного контролю;
- надання населенню можливостей купувати в установленому порядку в особисте користування засобів індивідуального захисту і дозиметрів;
- завчасного пристосування об'єктів побутового обслуговування і транспортних підприємств для проведення санітарної обробки людей і спеціальної обробки одягу, майна і транспорту;

- розробки загальних критеріїв, методів і методик спостережень щодо оцінки радіаційної і хімічної обстановки;
- завчасного створення і використання засобів колективного захисту населення від радіаційної і хімічної небезпеки;
- пристосування наявних засобів колективного захисту від інших видів загрози для захисту від радіаційної і хімічної небезпеки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення автоматичного цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску для оснащення токарного верстата з ЧПК та дослідження його силових характеристик в статиці та процесі усталеного обертання.

2. Проведений аналіз конструкцій цангових патронів для токарної обробки показав, що для забезпечення стабільного осьового положення прутка після затиску використовуються високоточні цангові патрони, для забезпечення високої жорсткості закріплення заготовок - цангові патрони подвійного затиску, а для забезпечення надійного затиску гарячекатаних прутків - самоналагоджувальні цангові патрони.

3. Встановлено, що для можливості оснащення токарних верстатів без гідравлічного приводу затиску, розташованого на задньому кінці шпинделя, використовуються пневматичні кулачкові затискні патрони, цангові затискні патрони із пружинним затиском та пневматичним розтиском, а також гідравлічні затискні патрони таких типів: цангові із цангою тягнучого типу, яка з'єднана з поршнем інтегрованим в патрон; цангові із нерухомою цангою, яка приводиться в дію від натискної втулки, з'єднаної із поршнем інтегрованого гідравлічного циліндра; затискні патрони з індивідуальними гідравлічними приводами кожного із затискних елементів.

4. Огляд багатьох робіт в області розроблення і дослідження цангових затискних патронів показав широке використання диференціально-морфологічного, генетико-морфологічного методів структурно-схемного синтезу цангових затискних патронів із заданими характеристиками. Велика увага у проаналізованих роботах приділяється дослідженням впливу комплексу різних факторів на кінематичні та силові характеристики цангових затискних патронів, їх точності та жорсткості затиску, а також розробленню їх пружно-

деформаційних моделей для комплексної оцінки впливу демпфуючих і пружних властивостей на рівень коливань заготовки.

5. Розроблено конструкцію запропоновано цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску, який дозволяє проводити розтиск прутка під час обертання шпинделя, що скорочує допоміжний час.

6. Розроблено розрахункову схему передачі сил при затиску у цанговому затискному патроні із сегментною цангою та виведено залежність для визначення сумарної радіальної сили затиску в статиці.

7. Проведено вибір сегментної затискної цанги з максимальним діаметром затиску прутка 52 мм, що складається з сталевих та гумових сегментів, з'єднаних вулканізацією. Проведено проектні розрахунки штока пружинного приводу затиску. За результатами розрахунків для забезпечення осьової сили приводу та робочого ходу штока вибрано паралельно-послідовний пакет тарілчастих пружин розміром $20 \times 10 \times 0,85 \times 1,5$, який містить два послідовних набори по дві пружини, встановлені паралельно в наборі.

8. Виходячи із максимальної осьової сили для розтиску сегментної цанги та тиску в гідросистемі, проведено проектні розрахунки гідравлічного циліндра розтиску автоматичного цангового затискного патрона.

9. Розроблено математичну модель передачі сил в статиці та процесі усталеного обертання на основі розробленої розрахункової схеми передачі сил при затиску у цанговому затискному патроні із сегментною цангою.

10. На основі розроблених розрахункових схем контакту сегменту затискної цанги із зовнішньою поверхнею заготовки та із внутрішньою конусною поверхнею корпусу цангового патрона та припущеннях рівномірного розподілу тиску розроблено математичні моделі для визначення питомого тиску в зоні контакту заготовки із сегментами затискної цанги та для визначення питомого тиску в зоні контакту конусної поверхні корпусу із сегментами затискної цанги в статиці.

11. За результатами теоретичних досліджень встановлено вплив коефіцієнтів тертя в стиках цангового затискного патрона, кута нахилу конуса корпусу затискного патрона та осьової сили приводу затиску на радіальну силу затиску заготовки. При збільшенні коефіцієнта тертя між від 0,1 до 0,15 сумарна радіальна сила затиску заготовки зменшується у 1,51 раз при куті $\alpha = 15^\circ$; збільшення кута нахилу конуса α від 10° до 15° призводить до зменшення сумарної статичної радіальної сили затиску у 1,36 раз при $f = 0,1$ $\mu = 0,1$ та у 1,32 рази – при $f = 0,15$, $\mu = 0,15$.

12. За результатами моделювання встановлено, що збільшення частоти обертання від 0 до 4000 об/хв призводить до зменшення сумарної динамічної радіальної сили затиску у 1,26 раз при $S_\Sigma = 9$ кН та у 2,5 рази при $S_\Sigma = 3$ кН.

13. Отримані результати моделювання показують, що при зміні діаметра затиску від 20 до 52 мм показують питомий тиск на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги зменшується у 2,6 рази.

14. Із результатів проведених теоретичних досліджень випливає, що максимальний питомий тиск буде виникати на ділянці конічної поверхні із мінімальним радіусом, а мінімальний – на ділянці конічної поверхні із максимальним радіусом; для розробленої конструкції цангового затискного патрона з інтегрованим пружинним приводом затиску розрахований максимальний питомий тиск у 1,43 рази більший за мінімальний і становить 1,42 МПа при максимальній осьовій силі приводу затиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кузнєцов Ю.М. Затискні механізми для високопродуктивної та високоточної обробки різанням: Монографія/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин, П.М. Неделчева, Ф.В. Ель-Дахабі. – Габрово: Університетське в-во «Васил Априлов», 2010. – 724 с.
2. Приводи затискних механізмів металообробних верстатів: Монографія/ Ю.М. Кузнєцов, Б.І. Придальний. – Луцьк: Вежа-Друк, 2016. – 352 с.
3. Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
4. Brecher C., Weck M. Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 1. Maschinenarten und Anwendungsbereiche – Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2019 – 507 S.
5. Генетико-морфологічний синтез затискних патронів: монографія/ ЖА. Герра Хамуйела, Ю.Н. Кузнєцов, Т.О. Хамуйела. – Луцьк: Вежа-Друк, 2017. - 326 с.
6. Неделчева П.М. Модели на прецизни цангови патронници с напречни пера на междинната цанга и различни схеми на силовия поток/ П.М. Неделчева// Известия на ТУ – Габрово. – т. 35, 2007. – с. 16-20.
7. ROTA TP. Pneumatic 3-jaw power chuck [Електронний ресурс]. - Режим доступу: https://schunk.com/de/en/workpiece-clamping-technology/lathe-chucks/pneumatic-power-lathe-chucks/rota-tp/c/PGR_4127 (дата звернення: 10.09.2025).
8. Air-operated self-contained chucks [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.roehm.biz/en/products/power-chucks/air-operated-self-contained-chucks/> (дата звернення: 10.09.2025).
9. Pneumatic/hydraulic front-end chucks. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.smwautoblok.com/us/en/catalogs/turning/pneumatic-hydraulic-front-end-chucks-control-units/> (дата звернення: 10.09.2025).

10. Air-operated self-contained power chuck UVE-K series [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.kitagawa.com/en/mtools/csd/uve-k.html> (дата звернення: 10.09.2025).

11. FB6-20 Full bore mechanical grip, air released chuck [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.lexairinc.com/machine-tool/chucks/fb6-20> (дата звернення: 10.09.2025).

12. Collet chuck: C Spring/Pneumatic actuated [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.systecmetal.com.br/produtos> (дата звернення: 10.09.2025).

13. JHB Hydraulic Rotary Collet Chuck [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.drake-machinery.com/collet-chuck/jhb-hydraulic-rotary-collet-chuck.html> (дата звернення: 10.09.2025).

14. Hydraulic collet chuck of combined machine tool: patent CN218696051, CHINA: B23Q3/00 / SHENGHE PREC MACHINERY ZHEJIANG CO LTD; priority date: 2022-11-01; publication info: 2023-03-24.

15. Power-operated chuck for turning machines: patent US4508357, USA: B23B31/12, B23B31/16, B23B31/30, B23B31/14/ FORKARDT PAUL GMBH; priority date: 1983-06-16; publication info: 1985-04-02.

16. Затискний патрон: пат. 30467 Україна: B23B31/10 / Ю.М. Кузнєцов, Д.О. Кузнєцов, О.В. Грисюк, В.Б. Фіранський —, № и 200712676; заявл. 15.11.2007; опубл. 25.02.2008, Бюл. №4. — 6 с.

17. Denkena B. Sensorisches Spannfutter für dünnwandige Werkstücke/ B. Denkena, H. Buhl, E. Wnendt, M. Meier// Werkstattstechnik. — Nr. 11-12, 2024. — S. 741-746.

18. Driving device, in particular for a chuck: patent EP3246119, EU: B23B31/16; B23B31/28; B23Q1/00/ SMW-AUTOBLOK Spannsysteme; priority date: 2016-05-18; publication info: 2017-11-22.

19. Кушик В.Г. Характеристики широкодіапазонних затискних патронів/ В.Г. Кушик// Машини і автоматизовані комплекси. — 2005 — №3. — С. 66 — 72.

20. Кушик В.Г. Затискні патрони з поперечним самоналагоджуванням/ В.Г. Кушик// Машини і автоматизовані комплекси. – 2005 – №4. – С. 51 – 59.
21. Юрчишин О.Я. Пружно-демпфуючі характеристики та прогнозування меж використання широкодіапазонних цангових патронів Дис.... канд. техн. наук. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 180 с.
22. Кузнєцов Ю.М. Етапи еволюції творчого мислення з елементами штучного інтелекту на прикладі синтезу цангових патронів/ Ю.М. Кузнєцов// Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ» Луцького НТУ. - Випуск 67, 2019. – с. 70-81.
23. Литвин О. Обґрунтування параметрів цангового патрона для закріплення штучних заготовок / О. Литвин, І. Ящук // Технічні науки та технології. – 2018. – № 1 (11). – С. 32-40.
24. Редько Р.Г. Аналіз зношення губок затискних цанг багатошпindelних токарних автоматів/ Р.Г. Редько, Р.А. Складов, Р.М. Полінкевич, Т.І. Четвержук, О.І.Редько// Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ» Луцького НТУ. - Випуск 71, 2021. – с. 294-297.
25. Lei Z. Finite Element Analysis of Working Process for Flexible Collet/ L. Zhao, X. Lv, L. Yang, X. Wang1// Advanced Materials Research. - Vol 706-708, 2013. – pp 1365-1367.
26. Rata V. Considerations Regarding the Functionality of Chuck Collets in Mechanical Systems/ V. Rata, L. Apetrei, R. Rata// Applied Mechanics and Materials. - Vol. 657, 2014. - pp 490-494.
27. Soriano-Heras E. Mathematical Analysis of the Process Forces Effect on Collet Chuck Holders/ E. Soriano-Heras, H. Rubio, A. Bustos, C. Castejon// Mathematics. – 9 (492), 2021. - pp 1-20.
28. Mevcha V. Design and Analysis of Single Angle Expanding Collets/ V. Mevcha, C. Patel// Journal of Experimental & Applied Mechanics. – 8(2), 2017. – pp. 1-12.

29. Yelak M. Design and Construction of Conventional Lathe Pneumatic Chuck System/ M. Yelak, P. Paramasivam, V. Kumar, S. Nagarajan// Design Engineering. – Issue 7, 2021 – pp. 4099-4111.

30. SPANNAX clamping heads [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.ortlieb.net/en/products/workpiece-clamping/spannax-clamping-heads> (дата звернення: 10.11.2025).

31. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. - Кривий Ріг: ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.

32. ДСТУ 16093:2018 Основні норми взаємозамінності. Нарізь метрична. Допуски. Посадки із зазором (ГОСТ 16093-2004, IDT; ISO 965-1:1998, MOD; ISO 965-3:1998, MOD).

33. DIN 2093. Dimensions and quality of conical disk springs. – January, 1992. – 11 p.

34. Soriano-Heras E. Automatic Expanding Mandrel with Air Sensing Device: Design and Analysis/ E. Soriano-Heras, H. Rubio, J. C. García Prada A. Bustos// Applied Sciences. – 10 (492), 2020. - pp 1-17.

35. Волошин В.Н. Силові характеристики токарного плунжерного патрона з компенсацією відцентрових сил/ В.Н. Волошин, В.М. Буховець, В.Д.Євчук // Збірник тез доповідей XIV міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (11–12 грудня 2025р.). – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2025.– С.66-67.

36. Крупа В. Обґрунтування параметрів спеціального трикулачкового патрона для затиску тонкостінних циліндричних заготовок/ В. Крупа, В. Кобельник, А. Гагалюк// Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. – 2023. - Випуск 4 (141). – С. 128-137.

37. Крупа В.В. Теорія технічних систем: особливості побудови створення та розвитку: навчальний посібник / Володимир Крупа. – Тернопіль : Осадца Ю.В., 2023. – 308 с.

38.Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович; Тернопіль, 2013 – 168 с.

39.Гагалюк А.В. Моделювання станини токарного верстата з використанням методу топологічної оптимізації / А.В. Гагалюк, В.В. Крупа // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2023. - Випуск 3 (111). – С. 67-75.

40.Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. Охорона праці в машинобудівному виробництві. Підручник. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456.с.

41.Пістун І.П., Стець Р.Є., Трунова І.О. Охорона праці в галузі машинобудування. Навчальний посібник (стереотипне видання) – Суми: Університетська книга, 2023 – 556 с.

42.Левчук К.О. Цивільний захист: навчальний посібник / К.О. Левчук, Р.Я. Романюк, А.О. Толлок – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – р325 с.

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	К-сть.	Прим.
				Документація		
A			KPM 24-276.04.00.000 СК	Цанговий затискний		
				патрон		
				Складальні одиниці		
				Деталі		
		1	KPM 24-276.04.00.001	Корпус	1	
		2	KPM 24-276.04.00.002	Стакан	1	
		3	KPM 24-276.04.00.003	Гайка натискна	1	
		4	KPM 24-276.04.00.004	Шток	3	
		5	KPM 24-276.04.00.005	Фланець	1	
		6	KPM 24-276.04.00.006	Корпус гідроциліндра	1	
		7	KPM 24-276.04.00.007	Поршень	1	
		8	KPM 24-276.04.00.008	Кришка	1	
		9	KPM 24-276.04.00.009	Гвинт стопорний	1	
				Стандартні вироби		
				Гвинти ГОСТ 11738-84		
		13		M5-6gx8.66.05	8	
		14		M8-6gx14.66.05	6	
		15		M10-6gx16.66.05	3	
				KPM 24-276.04.00.000		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Цанговий затискний патрон	
Розроб.	Євчук В.Д.					
Перевір.	Буховець В.М.					
Н. контр.	Кодельник В.Р.					
Затв.	Крупа В.В.				ТНТУ, ФМТ, гр. МВм-61	
					Літера	Аркуш
						Аркушів
						1
						2

[illegible]

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Маріборський університет (Словенія)
Технічний університет у Кошице (Словаччина)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Краківський економічний університет (Польща)
Вроцлавський економічний університет (Польща)
Університет «Опольська Політехніка» (Польща)
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Вінницький національний аграрний університет
Львівський національний університет ім. І. Франка
Головне управління Пенсійного фонду в Тернопільській області
Наукове товариство ім. Шевченка
Тернопільський обласний комунальний інститут післядипломної педагогічної освіти
Сумський державний педагогічний університет
Запорізький національний університет

АКТУАЛЬНІ ЗАДАЧІ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Збірник

тез доповідей

**XIV Міжнародної науково-технічної
конференції молодих учених та студентів**
11-12 грудня 2025 року



УКРАЇНА
ТЕРНОПІЛЬ – 2025

УДК 62:004:338
А43

Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XIV міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2025) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2025 – 593.

Actual problems of modern technologies: book of abstracts of the XIV International scientific and practical conference of young researchers and students, (Ternopil, December, 11th-12th, 2025) / Ministry of Education and Science of Ukraine, Ternopil Ivan Puluj National Technical University [and other.]. – Ternopil: PE Palianytsia V.A., 2025. – 593.

ISBN 978-614-8751-08-1

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ

Голова: Микола Митник – ректор ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна)

Заступник голови: Павло Марущак – проректор з наукової роботи ТНТУ ім. І. Пулюя (Україна)

Члени: Томаш Вухерер (Словенія), Ян Вінаш (Словаччина), Олегас Прентковскіс (Литва), Анетта Зелінська (Польща), Діана Рокіта-Поскарт (Польща), Бригіда Клеменс (Польща), Марцін Завіцкі (Польща), Олександр Андрейків (Україна), Інна Кульчій (Україна), Світлана Коляденко (Україна), Віктор Кравецький (Україна), Наталія Ілляшенко (Україна), Ірина Дашко (Україна)

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Ціх Г., Баран І., Карташов В., Лещук Р., Золотий Р., Окіпний І., Мочарський В., Тимошик Н., Маркович І.

Науковий секретар: Наталія Тимошик

Адреса оргкомітету: ТНТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, 46001
Редагування, оформлення, верстка: Маркович І., Тимошик Н.

СЕКЦІЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

Секція 1. Фізико-технічні основи розвитку нових технологій

Секція 2. Нові матеріали, міцність і довговічність елементів конструкцій

Секція 3. Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні

Секція 4. Сучасні технології на транспорті

Секція 5. Комп'ютерно-інформаційні технології та системи зв'язку

Секція 6. Електротехніка та енергозбереження

Секція 7. Фундаментальні проблеми харчових біо- та нанотехнологій

Секція 8. Економічні та соціальні аспекти нових технологій

@ТНТУ ім. І. Пулюя

ISBN 978-614-8751-08-1

За достовірність поданих до друку матеріалів відповідальність несуть автори

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНОГО ТИСКУ НА ПОВЕРХНЯХ СЕГМЕНТНОЇ ЦАНГИ ЗАТИСКНОГО ПАТРОНА З ІНТЕГРОВАНИМ ПРУЖИННИМ ПРИВОДОМ ЗАТИСКУ

V.N. Voloshyn, Ph.D., Assoc. Prof., V.M. Bukhovets, Ph.D., V.D. Yevchuk

THEORETICAL STUDIES OF CONTACT PRESSURE ON THE SURFACES OF A SEGMENTED COLLET OF A CLAMPING CHUCK WITH AN INTEGRATED SPRING-DRIVEN CLAMP

Структурні характеристики сучасного токарного верстата з ЧПК та різальний інструмент суттєво впливають на продуктивність обробки. Але найважливішим фактором є ступінь інтеграції між верстатом, заготовкою та інструментом. Тому продуктивність затискного патрона, встановленого на шпинделі токарного верстата, відіграє важливу роль, так як він повинен забезпечити точний та стабільний затиск заготовки [1]. У зв'язку з цим розроблення швидкодіючих цангових затискних патронів з автоматизованими функціями та інтегрованими приводами затиску для токарної обробки, які можуть здійснювати надійний затиск заготовок, в тому числі і без зупинки шпинделя, є актуальною науково-практичною задачею.

З метою забезпечення затиску максимального розміру прутків і труб, який дозволяє отвір всередині шпинделя, зменшення габаритних розмірів шпиндельних вузлів із механізмами затиску розроблений цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску. Його перевагами є відсутність контакту пристроїв для підводу повітря або масла, який наявний у відомих конструкціях гідравлічних чи пневматичних токарних патронів [2], компактна конструкція та можливість здійснювати затиск (розтиск) в процесі обертання шпинделя.

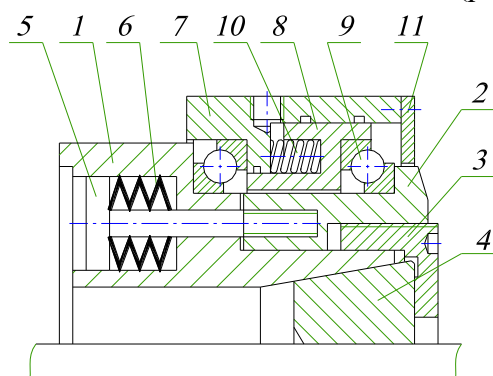


Рисунок 1. Цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску

Цанговий затискний патрон з інтегрованим пружинним приводом затиску та гідравлічним приводом розтиску (рис. 1) складається із корпусу 1, в який встановлена сегментна затискна цанга 4, що взаємодіє із натискною гайкою 3. Натискна гайка 3, з'єднана із стаканом 2, приводиться в дію при затиску пружинним

приводом, що містить штоки 5 та пакети тарілчастих пружин 6. Розтиск здійснюється від необертового гідравлічного циліндра, який складається із корпусу 7 та поршня 8, що встановлені на упорно-радіальних підшипниках 9. На відміну від цангових затискних патронів, які вимагають зупинки шпинделя під час затиску-розтиску, цей затискний патрон можна використовувати навіть під час обертання шпинделя, що скорочує допоміжний час. Завдяки переміщенню сегментної цанги всередині конусної поверхні корпусу 1 при затиску забезпечується точне позиціонування прутка та висока точність затиску.

Ключовою силовою характеристикою затискного патрона є контактний тиск в зонах контакту, оскільки він визначає наскільки надійно деталь затиснута та чи не деформується вона під час обробки, а також впливає на точність обробки [1, 3]. В рамках даної роботи проведені теоретичні дослідження контактного тиску в зоні контакту сегментів затискної цанги із заготовкою та в зоні контакту з конусною поверхнею корпусу в статиці. На основі розрахункових схем контакту сегменту затискної цанги із заготовкою та з конусною поверхнею корпусу розроблені математичні моделі для визначення контактного тиску в цих зонах контакту.

За результатами моделювання встановлено, що при зміні діаметра затиску від 20 до 52 мм контактний тиск у зоні контакту сегмента затискної цанги та заготовки зменшується у 2,6 рази (рис.2) Максимальний контактний тиск на зовнішню поверхню заготовки одного сегменту затискної цанги складає 9,66 МПа при мінімальному діаметрі затиску 20 мм та максимальній радіальній силі затиску 7 кН одним сегментом затискної цанги. Результати моделювання (рис.3) показують, що максимальний контактний тиск в зоні контакту конічної поверхні сегменту затискної цанги буде виникати на ділянці із мінімальним радіусом, а мінімальний – на ділянці із максимальним радіусом. Для розробленої конструкції цангового затискного патрона максимальний питомий тиск у зоні контакту конічної поверхні сегменту затискної цанги у 1,43 рази більший за мінімальний.

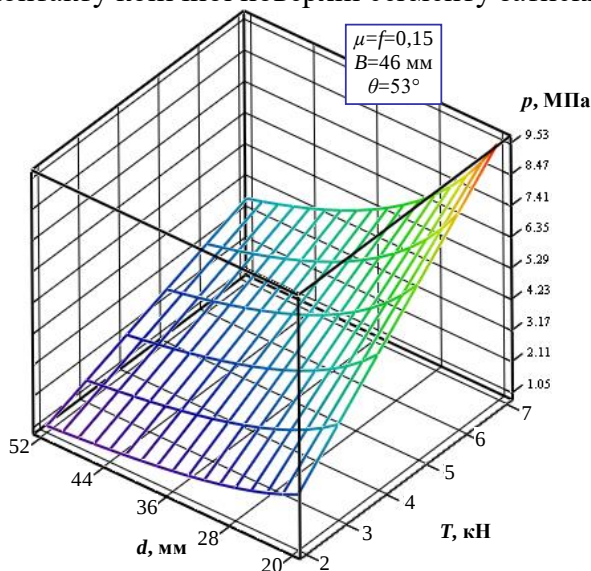


Рисунок 2. Залежності контактного тиску p на заготовку сегментом цанги від його радіальної сили затиску T та діаметра затиску d

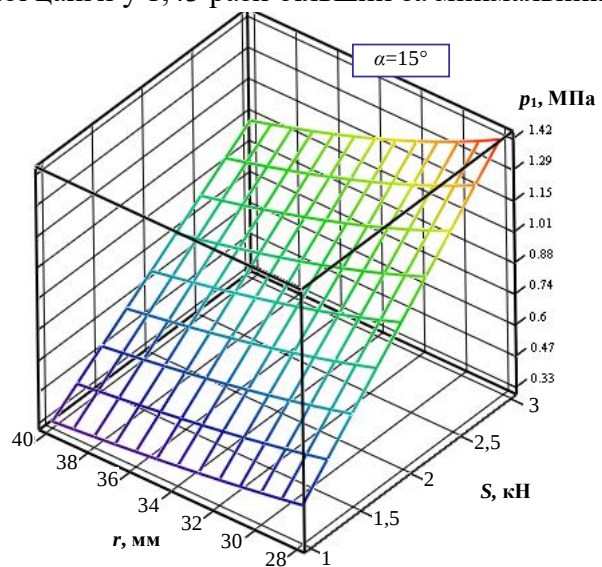


Рисунок 3. Залежності питомого тиску p_1 по конічній поверхні сегменту цанги від його осьової сили затиску S

Література

1. Технологічне оснащення для вискоєфективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин. – К.: – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
2. Pneumatic/hydraulic front-end chucks. [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://www.smwautoblok.com/us/en/catalogs/turning/pneumatic-hydraulic-front-end-chucks-control-units/>.
3. Lutsiv I. Computer simulation of clamping jaws with elastic compensating links for thin-walled parts clamping/ I. Lutsiv, V. Voloshyn, I. Los. // Professional studies: Theory and Practice. – 2021 – №9(24) – pp. 70-74.